

广西高校中青年教师基础能力提升项目（KY2016YB033）资助出版

# 高温矿井 风流热湿交换与热害控制

范剑辉 魏宗武 编著

電子工業出版社

Publishing House of Electronics Industry

北京 • BEIJING

## 内 容 简 介

本书主要介绍矿井热源及其计算方法、高温高湿环境下的人机工程学、矿井空气热湿交换原理及其计算方法、井巷围岩与风流热湿交换的数值模拟、矿井热害防治常用技术、矿井制冷降温系统设计方案优选决策及国内外矿井降温工程实例等。

本书内容丰富，理论推导严谨，可供采矿、安全及矿井通风等领域的工程技术人员和管理人员参考，也可供高等院校相关专业的师生参考。

未经许可，不得以任何方式复制或抄袭本书之部分或全部内容。

版权所有，侵权必究。

## 图书在版编目（CIP）数据

高温矿井风流热湿交换与热害控制/范剑辉，魏宗武编著. —北京：电子工业出版社，2018.1  
ISBN 978-7-121-33209-8

I. ①高… II. ①范… ②魏… III. ①高温矿井—热害—环境控制—研究 IV. ①TD79

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2017）第 303893 号

责任编辑：杨秋奎（yangqk@phei.com.cn） 特约编辑：孙 悦

印 刷：

装 订：

出版发行：电子工业出版社

北京市海淀区万寿路 173 信箱 邮编 100036

开 本：720×1 000 1/16 印张：11 字数：216 千字

版 次：2018 年 1 月第 1 版

印 次：2018 年 1 月第 1 次印刷

定 价：48.00 元

凡所购买电子工业出版社图书有缺损问题，请向购买书店调换。若书店售缺，请与本社发行部联系，联系及邮购电话：（010）88254888，88258888。

质量投诉请发邮件至 zlts@phei.com.cn，盗版侵权举报请发邮件至 dbqq@phei.com.cn。

本书咨询联系方式：（010）88254755。

# 前言

---

随着地表浅层矿产资源的日趋枯竭,开发深部矿产资源已成为必然趋势。深部采矿面临许多新的难题,矿井热害问题就是其中之一。随着开采深度的不断加深,巷道围岩的温度越来越高,导致矿井内风流温度也越来越高,影响井下热环境气候。矿井热害已经成为制约矿井深部开采的最重要因素,成为继岩爆、地压、瓦斯、火、水、顶板、粉尘等之外的又一重要矿井灾害。

矿山生产实践表明,井巷越深,热害问题越严重。南非金矿开采的深度已达 4000m,巴西、印度的金属矿山开采的深度也超过 2000m。20 世纪 90 年代以来,我国地下开采深度已发展到 700~800m,并以每年 10m 左右的速度加深。高温问题逐步出现在实际工程问题中,例如安徽铜陵狮子山铜矿冬瓜山矿某 875m 水平处风温达到 30~39℃,湘西某金矿采掘工作面温度约 32℃,都已超过国家规定的温度。近年来的统计资料显示,我国约有 140 处矿井出现了高温问题,其中约 60 个矿区的采掘工作面温度超过 30℃。

高温高湿的工作环境严重影响了井下工作人员的身心健康,降低了劳动生产率,威胁矿井的安全生产,增加安全生产事故发生的概率。矿井热害理论和防治技术研究已经成为我国矿山安全高效生产中的一个重要课

题。

本书主要介绍矿井热源及其计算方法、高温高湿环境下的人机工程学、矿井空气热湿交换原理及其计算方法、井巷围岩与风流热湿交换的数值模拟、矿井热害防治常用技术、矿井制冷降温系统设计方案优选决策、国内外矿井降温工程实例等。

由于编著者水平所限,书中不足之处,敬请各位专家和广大读者批评指正。

编著者

2017年9月



# C 目 录

## CONTENTS

第1章 绪论	1
1.1 矿井高温高湿危害	1
1.2 矿井热害研究的主要成果	2
1.3 矿井热害研究的不足	5
第2章 矿井热源	6
2.1 地表大气状态的变化	6
2.2 空气的自压缩温升	7
2.3 围岩传热	9
2.4 机电设备放热	11
2.4.1 采掘机械的放热量	11
2.4.2 提升运输设备的放热量	12
2.4.3 电机车工作时的放热量	14
2.4.4 电动机运转时的放热量	14
2.4.5 扇风机的放热量	14
2.4.6 灯具的放热量	15
2.4.7 水泵的放热量	15
2.5 其他热源	15
2.5.1 氧化放热	15

2.5.2	水放热	16
2.5.3	人员放热	16
2.5.4	其余热源	17
第3章 高温高湿环境下的人机工程学		18
3.1	引言	18
3.2	高温高湿环境人体生理反应	20
3.2.1	神经系统	21
3.2.2	心血管系统	21
3.2.3	呼吸系统	26
3.2.4	热代谢	29
3.2.5	水盐代谢	36
3.2.6	能量代谢	37
3.3	人体的热调节与热适应	39
3.3.1	人体的热调节	39
3.3.2	人体的热适应	43
3.4	按劳动舒适程度评价矿井环境质量的指标	47
3.4.1	湿球温度	47
3.4.2	卡他度	47
3.4.3	有效温度	49
3.4.4	综合温标	51
3.4.5	比冷却力	51
3.5	矿井环境对人体及劳动生产率的影响	53
3.5.1	矿井环境对人体的影响	53
3.5.2	高温对劳动生产率的影响	53
3.5.3	高温事故	54
3.6	我国高温高湿作业的安全标准	55
3.6.1	《工作场所有害因素职业接触限值》标准	55
3.6.2	《高温作业分级》标准	56

第4章 矿井空气热湿交换原理 .....	58
4.1 热传导 .....	59
4.1.1 热传导定律 .....	59
4.1.2 不稳定热传导 .....	61
4.2 对流换热 .....	63
4.3 复合传热 .....	64
4.4 空气与水之间的热湿交换 .....	67
4.4.1 热湿交换原理 .....	67
4.4.2 热交换量的计算 .....	68
4.4.3 空气与水直接接触时的状态变化过程 .....	69
第5章 矿井空气热湿交换计算方法 .....	71
5.1 引言 .....	71
5.1.1 数理统计法 .....	71
5.1.2 模拟巷道法 .....	73
5.1.3 数值分析法 .....	75
5.2 围岩热传导及调热圈 .....	77
5.2.1 围岩热传导微分方程 .....	77
5.2.2 调热圈及其相关概念 .....	78
5.2.3 调热圈半径的计算 .....	79
5.3 流体与固体壁直接接触时的对流传热微分方程组 .....	80
5.4 空气流过自由水面时的对流传热传质微分方程组 .....	81
5.5 湿壁巷道与风流间的热湿交换 .....	82
5.5.1 湿壁巷道与风流之间的热湿交换的微观解释 .....	82
5.5.2 湿壁巷道对流传热传质微分方程组 .....	83
5.6 井巷围岩与风流热湿交换影响因素分析 .....	87
5.6.1 矿内风流的流动状态 .....	87
5.6.2 对流换热的特征和影响因素 .....	87
5.6.3 对流换热系数 .....	88

5.6.4	不稳定传热系数 .....	90
5.6.5	井巷传质常用方法 .....	92
5.6.6	井巷围岩与风流热湿计算的趋势 .....	93
第6章	井巷围岩与风流热湿交换的数值模拟 .....	95
6.1	计算流体力学的相关理论 .....	95
6.1.1	计算流体力学的求解步骤 .....	95
6.1.2	相关控制方程 .....	96
6.1.3	控制方程的离散化 .....	98
6.1.4	离散方程的求解方式 .....	99
6.1.5	湍流的数值模拟 .....	101
6.2	CFD在FLUENT软件中的应用 .....	102
6.2.1	FLUENT软件简介 .....	102
6.2.2	FLUENT软件求解的步骤 .....	104
6.2.3	流体数值模拟的动力学控制方程 .....	105
6.3	边界条件 .....	106
6.3.1	固壁边界条件 (wall) .....	107
6.3.2	速度进口边界条件 (velocity-inlet) .....	108
6.3.3	自由流出边界条件 (outflow) .....	108
6.4	流体计算数值模拟的分析 .....	108
第7章	矿井热害防治常用技术 .....	110
7.1	通风降温 .....	110
7.1.1	改良通风系统 .....	110
7.1.2	改善通风条件 .....	111
7.1.3	调温巷道通风 .....	111
7.1.4	其他通风降温措施 .....	111
7.2	空调制冷降温 and 人工制冰降温技术 .....	112
7.2.1	空调制冷降温技术 .....	112
7.2.2	人工制冰降温技术 .....	113

7.3	控制热源降温 .....	115
7.3.1	机械热的控制 .....	115
7.3.2	向煤层内注水 .....	115
7.3.3	管道热及热水的处理 .....	116
7.3.4	采空区降温 .....	116
7.4	个体防护措施 .....	116
7.5	隔热-换热-压缩空气制冷综合技术 .....	117
7.5.1	降温技术简介 .....	117
7.5.2	隔热材料的选择 .....	117
7.5.3	换热袋的规格及使用方法 .....	118
7.5.4	气压缩制冷装置 .....	119
7.6	其他新型降温技术 .....	120
7.6.1	压缩空气制冷技术 .....	120
7.6.2	HEMS降温系统 .....	120
7.6.3	空气透平膨胀制冷系统 .....	121
7.6.4	压气蒸发冷却技术 .....	121
7.6.5	热电乙二醇降温冷却技术 .....	121
7.6.6	瓦斯发电制冷降温技术 .....	122
7.6.7	热管降温技术 .....	122
第8章	矿井制冷降温系统设计方案优选决策 .....	123
8.1	引言 .....	123
8.1.1	决策理论 .....	123
8.1.2	决策理论在矿业领域的应用 .....	125
8.1.3	矿井降温系统确定的步骤 .....	125
8.2	矿井制冷降温系统方案决策评价指标及权值 .....	126
8.2.1	矿井降温系统方案决策评价指标体系确立 .....	126
8.2.2	按相对重要性序列矩阵法确定指标权值 .....	129
8.2.3	评价指标的权值确定 .....	131
8.3	矿井制冷降温系统方案确定的多目标决策法 .....	132

8.3.1	评价价值数据处理方法 .....	133
8.3.2	多目标决策法的步骤 .....	134
8.3.3	专家评议法 .....	135
第9章	国内外矿井降温工程实例 .....	136
9.1	德国煤矿降温概况 .....	136
9.2	南非矿山降温概况 .....	139
9.3	河南平煤集团矿井降温概况 .....	141
9.3.1	矿井热害现状 .....	142
9.3.2	平煤五矿矿井降温工程概况 .....	142
9.3.3	存在的问题 .....	146
9.3.4	近期降温工作 .....	146
9.3.5	长远降温工作 .....	146
9.4	国投新集矿业集团矿井降温概况 .....	146
9.4.1	主要设备及参数 .....	147
9.4.2	系统工艺流程 .....	147
9.4.3	国内配套设备情况 .....	148
9.4.4	采掘工作面制冷降温系统安装方式 .....	148
9.4.5	制冷降温效果 .....	149
9.4.6	存在的问题及经验教训 .....	150
9.5	新汶矿业集团孙村煤矿矿井降温概况 .....	153
9.5.1	-800m水平自然涌水排热降温工程 .....	153
9.5.2	冰冷低温辐射降温技术 .....	155
9.6	兖矿集团巨野矿区赵楼矿井降温概况 .....	159
9.6.1	基建矿井地面喷淋临时降温技术 .....	159
9.6.2	井下集中式永久制冷降温技术 .....	161
参考文献	.....	164

随着矿井（煤矿及非煤矿井）开采深度逐渐增加、综合机械化程度不断提高，地热和井下设备向井下空气散发的热量显著增加；与此同时，从岩石裂隙中涌出的热水或与热水接触的高温围岩放热，不仅使矿内气温升高，而且还增大了湿度。矿内高温高湿环境严重影响井下作业人员的身体健康和生产效率，形成了矿井热害，并成为制约矿物开采深度的决定性因素。

根据矿井热害形成的热源（包括岩温、地下热水的水温及煤层和硫化物矿体的氧化放热等）划分热害类型，我国矿井热害的类型有：

（1）正常地热增温型矿井热害，矿床一般分布在地热正常区，矿井温度随着开拓深度的增加而逐渐升高。

（2）异常地热增温型矿井热害，除一部分在区域地热异常区出现外，多数矿床分布在局部地热异常区。这类矿区，当开采深度不大时（常在 500m 深度以内）就在井巷内出现高温。如安徽省罗河铁矿在-700m 水平的岩温高达 38~42℃。

（3）热水地热异常型矿井热害，主要是由深循环地下热水造成的。地下热水沿断层裂隙带上升的，沿裂隙进入矿井造成热害。由于热水流速快、水量大，矿井气温很快升高，还可能造成热水淹井事故。

（4）煤炭或硫化物氧化型矿井热害。

划分矿井热害类型的目的在于预测矿床井下开采时可能出现的矿井高温、矿井热害，并根据划分的类型设计治理措施；此外，机电设备生热和入风气温过高也可成为热源。

## 1.1 矿井高温高湿危害

矿井热害会给安全高效生产和井下作业人员的身心健康造成多方面的危害和影响。

(1) 对井下工作人员的影响。由于井下的特殊环境，空气湿度往往比较高，采掘工作面空气相对湿度常年接近 90%。如此的高湿环境，再加上高温，会导致人体出现许多不良症状，比如体温调节系统出现紊乱致使体温和皮肤温度升高，汗腺分泌增加从而导致人体的水盐代谢紊乱，机体大量失水导致循环、消化、泌尿及神经系统出现紊乱甚至病变等。据有些煤矿调查统计结果，长期工作在高温高湿条件下，人更容易患风湿病、皮肤病、皮肤癌和心脏病等职业疾病。

(2) 对工作效率的影响。如果作业人员长时间在高温高湿环境下工作，其中枢神经系统比较容易发生紊乱和失调，进而会出现浑身乏力疲劳、精神昏沉恍惚等一系列不良症状，导致工作人员的劳动生产率下降。根据苏联的相关研究，矿内空气温度与工人的劳动生产效率有着直接的关系，当超过国家标准规定的温度时，工人的劳动生产效率随着空气温度每升高 1℃降低 6%~8%。

(3) 对井下环境的影响。根据连锁反应理论，高温会使环境中的活化分子数量增加，进而加速矿石中的可燃物的氧化过程，加剧有害气体的释放，并消耗空气中的氧气；高温环境会使井下机电设备排热困难，高湿环境还会使电缆、电机等加速老化变质。

(4) 对经济效益的影响。矿内的高温高湿环境降低井下工作人员的劳动生产率，同时也会缩短工时，从而降低生产定额，并最终增加采矿费用；此外，井下工作人员在高温高湿环境下工作，企业需要支付相应的高温补贴费用，也增加了生产成本。

(5) 对安全生产的影响。根据事故致因理论的轨迹交叉论，事故的发生是人的不安全行为和物的不安全状态综合作用的结果。其中，人的不安全行为往往是主要因素。井下高温高湿环境往往使人的注意力分散，精神不够集中，急躁、烦闷等，从而为事故的发生创造了更多的可能条件。

## 1.2 矿井热害研究的主要成果

最早的矿井热害研究工作始于对地温、地热等矿井热力状况的观察和测量，如 1740 年法国在 Belfort 地区对一些金属矿山开展了相关测量工作；英国于 18 世纪末开展了对矿井巷道围岩温度场的系统测量和研究工作，发现了地热在增温层中随深度增加不断增加的现象。20 世纪初期，伴随着矿井热环境的统计和研究，一些煤矿也开始把相关的制冷设备和技术应用于井下，如巴西于 1915 年首次将空调器应用于 Morro Velho 金矿，联邦德国于 1924 年在地下 958m 深处设计并搭建了集中式的矿井人工制冷系统。

南非的矿业发展较早，矿井也较早地进入了深部开采阶段，其于 20 世纪 20



年代开始开展矿井热害治理和矿井制冷降温工作，同时对矿井热环境的各种热参数及其变化情况展开研究。此后，与矿内热环境相关的理论得到了比较快速的发展。南非矿井高温与事故率之间的关系见表 1-1。

表 1-1 南非矿井高温与事故率之间的关系

作业地点温度（℃）	工伤次数（人/千人）
27	0
29	150
31	300
32	450

联邦德国的 Heise Drekopt 于 1923 年通过分析研究井巷围岩内部温度场的变化规律，首先提出了围岩调热圈的概念。之后，一些专家学者发展了井巷风流相关热参数的计算和预测理论，比如南非的 Biccarrd Jappe 发表了关于深矿井风流温度计算和预测的论文。

20 世纪 50 年代，基于围岩调热圈温度场的概念，运用相应的传热学和热力学知识，日本的田野、平松良雄，联邦德国的 Konig 及英国的 Van Heerden 等人对围岩与风流间的热交换问题进行了理论上的研究，并分别提出了关于围岩内部温度分布状况的理论解。1953 年，苏联学者 Шерьянь 根据调热圈的概念得到了关于不稳定换热系数的较为精确的计算公式。1955 年，日本的平松良雄根据矿井风流与围岩的热交换特点及围岩内部的温度场的变化规律提出了热传递的物理模型，并分析了矿井风流的温度变化与时间的关联性。

20 世纪 60 年代，随着电子计算机技术的发展和推广，逐渐出现了风温预测的电算方法。德国的 Nottor 和苏联的 Вороиаев等人通过对热传导方程编制计算机程序，对围岩内部温度变化情况进行了数值计算研究，并得到了其温度场的分布情况。矿内热环境参数的测算工作也逐步展开，如德国的 Mucke 于 1964 年测定圆板状试块在稳态导热下的岩石导热系数，Sherrat 实测了一段强制加热巷道中的围岩温度分布，并确定了相关的当量常数。

在前人已有成果的基础上，20 世纪 70 年代关于矿井内热环境问题的研究体系也慢慢成熟完善，形成了相对较为完整的学科体系，比较有代表性的一些标志是相关研究的专著相继问世，如 1974 年日本平松良雄的专著《通风学》等矿内热环境调节书籍的出版。在这个时期，对矿内热环境规律的研究也越来越细化，比如 1971 年德国的 J. Voss 通过对矿井采掘面的风流温度的变化情况进行了理论分析和研究，提出了相关的风流温度计算公式；J. Mcguaid 于 1975 年提出了调节矿内热环境的相关技术措施。保加利亚的 Shcherban 于 1977 年论述了掘进工作面风流温度的计算方法。

20 世纪 80 年代,对矿井热环境的研究又进入了一个新的阶段。这个时期,苏联、南非、德国、美国、日本、波兰、匈牙利等国家都展开了大量的矿内热环境的相关统计和研究工作。这个时期主要偏向于矿内热状况的研究,比如对相关重要参数的测算、统计及其变化规律的分析等。1980 年,日本的田野利用计算传热学等相关理论,基于有限差分法建立了围岩调热圈温度场的分布模型,并研究了不同岩性(比如岩石热导率)和不同巷道形状等参数的变化对调热圈温度场的影响情况,同时提出了在有湿交换条件下的风流温度计算方法。南非的 Starfield 等人于 1983 年在总结前人计算模型的基础上提出了基于调热圈概念的风流与围岩间的不稳定换热系数的改进计算方法。日本的田野于 1985 年提出了比较完整的描述矿内热状况的相关参数测算方法的模型和计算机软件。

与国外关于矿内热环境的研究和统计工作相比,我国的相关研究工作开展得相对较晚。随着热害问题的出现,我国于 20 世纪 50 年代初才开始开展相关的研究工作,同时对一些地点和矿井的地温和热环境状况进行了考察和观测。这个时期,煤炭科学研究总院抚顺分院对一些矿山开展了相关的矿内热状态的观察测量和统计分析工作。到了 70 年代,煤炭部有计划地对一些高温矿井的相关热力状况进行了较为系统地观察测量和统计分析工作,并在大量统计资料的基础之上,利用相关的数理工具对矿井内热状况相关参数的变化规律进行了研究和分析,提出了预测风流温度变化的计算模型。1976 年,基于传热学和热力学等学科的相关理论和成果,杨德源提出了矿内风流热力状况的计算方法,建立了预测风流热力状况的预测模型。

20 世纪 80 年代到 90 年代,矿山热环境的相关科研工作得到了较为系统化的发展,在借鉴国外研究成果并结合自身研究成果的基础上,一些专著也相继出版,如《矿山地热与热害治理》和《矿山地热概论》等。矿井热害的理论和预防治理等内容也在高校的矿山通风与安全等专业中得到了加强,相关科研单位也逐渐开展了矿内热环境的理论和治理方面的研究工作。周西华、秦跃平、张兴凯、吴世跃等相关专家分别开展了井巷的传热传质系数、围岩与风流间的不稳定换热系数等的研究工作。侯祺棕对井下巷道围岩与风流之间的热湿交换规律进行了相关的研究和分析工作,提出了在考虑井巷壁面润湿情况下风流温度的计算模型,并结合计算模型给出了相应的计算流程图。2002 年,周西华在对矿内围岩与风流换热过程理论分析的基础上,提出了风流与围岩之间不稳定换热系数的解析表达式和实用式。2005 年,高建良分析了在有水蒸气传递的情况下的巷道几何尺寸、岩石的热物理性质、通风时间、巷道围岩与风流对流换热系数等参数的变化对围岩温度场及调热圈半径的影响。

这些研究成果为进一步研究、控制矿井热环境状况提供了很好的依据和借鉴。

## 1.3 矿井热害研究的不足

到目前为止,世界各国的专家、学者在井巷围岩的温度场分布,围岩与风流间的热交换计算,巷道水分蒸发的处理,预测风流温度、湿度等相关热力参数方面进行了系统深入的研究,同时提出了多种用于计算和预测矿井热状况参数的模型和方法。这些模型和计算方法对于认识矿井热环境状况、治理和改善矿内热环境有着非常重要的意义。但是,由于矿井工作环境条件的复杂性和影响风流与围岩热湿交换的因素的多样性,尤其对于不同的井下环境,比如不同的巷道、不同的水平、不同的支护方式,甚至火山熔岩余热带来的矿井热环境异常等,风流热力状况的变化也呈现出不同的特点。

矿井内风流的热湿源有多种,围岩散热是其重要的热源之一,其散热量的计算也是非常复杂的。矿山的开采工作一般都在增温层,由于采深的增加,地热进一步增加,使得围岩散热的影响也越来越大,散热量的计算精度直接影响矿内热环境的预测和矿内整体热负荷的计算,进而影响降温决策和降温方法的选择。

虽然国内外已经就井巷风流与围岩的热湿计算提出了一些算法,国内煤炭科学研究总院抚顺分院在这方面所做的工作最多,成果也最丰硕;但是目前这些方法还不够完善,主要是制约计算精度的因素还比较多,比如壁面放热系数的确定和变化情况、壁面粗糙度系数的确定和影响、壁面水分蒸发(潜热)的处理(如湿度系数法、显热比法、放湿系数法等),以及不同巷道断面和风速对热湿交换的影响等。

虽然目前有多种计算矿井围岩与风流热湿交换的模型,但鉴于其考虑因素的有限性,所以都存在一定的局限性,计算围岩散热和风流温度、湿度的变化的方法还不够完善,尤其是井巷围岩与风流间的传质过程的处理方法和计算方式还没有从理论上得到较好的解决,从而使得矿井内热状况的计算和预测结果与实际测算相比有较大差别。为了提高风流各参数的预测精度,需要进一步深入研究井巷围岩与风流间的热湿交换机理,找到热交换和湿交换之间的耦合规律,提出更精确的预测模型和计算公式。

目前,矿内围岩与风流间的换热计算一般可采用基于围岩调热圈概念导出的不稳定换热系数来进行计算;而湿交换则可采用湿度系数或显热比法来进行计算。由此建立起来的计算公式和模型往往是一个多元函数,即计算结果受多种因素的影响,比如壁面粗糙度、巷道断面周长、风流质量流量、岩石的热导率和巷道的风流的含湿量等,而这些参数的测算往往是一个统计平均的结果;这些参数获取的精确程度及对计算结果的影响程度将决定围岩与风流热湿交换的特点,因此,有必要进行深入分析,找出改善矿井热湿计算精度的方法。

## 第2章

# 矿井热源

所谓矿井生产环境，就是在矿井生产系统形成之后，由井巷空间、生产技术装备的分布、矿岩的运输方式、矿井排水系统、矿井供电系统、矿井供气（压缩空气）及通风系统等构成的环境系统。

在矿井环境系统中，能够对风流加热（或吸热）的载热体称为矿井热源。由于矿井所处的地质地热环境、大气环境及采矿生产系统的不同，致使矿井热源也有所差异，但主要热源的种类基本相同，例如，井巷围岩放热、矿岩运输放热、机电设备运转时放热、氧化放热及矿井水放热（或吸热）等。风流向下流动时的自压缩热对风流热力状态的影响在深矿井中是相当大的，是导致风流温升的主要因素。为了便于研究，通常将矿井热源分为相对热源和绝对热源。相对热源的放热（或吸热）量取决于风流温度的高低，如围岩放热和矿井水放热等；绝对热源的放热（或吸热）量不受风流影响或受风流温度影响甚小，如机电设备运转时放热和氧化放热等。

### 2.1 地表大气状态的变化

井下的风流是自地表流入矿井内的，因而地表大气温度与湿度的日变化与季节变化必然会影响到井下。

地表大气温度在一昼夜内的波动称为气温的日变化，它是由地球每天接受太阳辐射热和散发的热量变化造成的。白天，地球吸收太阳的辐射热，使靠近地表大气的温度升高，下午 14~15 时气温达到全天的最高值；夜晚，地面将吸收的太阳辐射热向大气散发，黎明前是地表散热的最后阶段，故一般凌晨 4~5 时气温最低。地表气温的日变化是以 24h 为周期的。各地的气温虽然都是以 24h 为周期的周期性波动，但不全是谐波，因为全日最低温度与最高温度间的间隔小时数，不

一定等于下一个最高温度与最低温度间的间隔小时数。

气温的季节性变化也是周期性的，我国最热的时间一般在7~8月，最冷的时间一般在1月，所以也不是谐波，但在实际计算中，将它们的周期性变化近似地看作是正弦曲线或是余弦曲线都是可以的。

空气的相对湿度取决于空气的干球温度和含湿量，如果空气的含湿量保持不变，则空气的相对湿度就和它的干球温度成反比，干球温度高时相对湿度低，干球温度低时相对湿度高。就地表大气而言，其含湿量一昼夜内的变化基本不大，但其干球温度却是正午高、夜晚低，因此大气的相对湿度是中午低、夜晚高。

虽然地表大气温度的日变化幅度很大，但当它流入井下时，由于井巷围岩将产生吸热或散热作用，使风温和巷壁温度达到平衡，因此井下空气温度变化的幅度随井深逐渐衰减。即在采掘工作面上基本觉察不到风温的日变化情况。据测定，某一进风井，当进风量为 $87\text{m}^3/\text{s}$ 时，早晨7时许，地表进风温度为最低（ $-3.1^\circ\text{C}$ ），17时左右为最高（ $12.0^\circ\text{C}$ ），而在距地面1000m的井底车场里，其风温仅从 $11.9^\circ\text{C}$ 升到 $13.4^\circ\text{C}$ ；当风量降为 $30\text{m}^3/\text{s}$ 且流经一条长度为1200m的运输平巷后，日风温波动的幅度衰减到了 $0.2^\circ\text{C}$ 以下。

当地表大气温度突然发生持续多天甚至数星期的变化时，在采掘工作面上这种变化还是能觉察到的。例如，某一矿井，地表大气平均温度在一星期内自 $-6^\circ\text{C}$ 升到了 $8^\circ\text{C}$ ，井底车场的风温也自 $8^\circ\text{C}$ 升到 $16^\circ\text{C}$ ，距井底车场1200m处的风温从 $22^\circ\text{C}$ 升到 $23^\circ\text{C}$ ，上升了 $1^\circ\text{C}$ 。

地表大气的温度与湿度的季节性变化对井下气候的影响要比日变化深远得多，甚至在回采工作面的出口处也能测量到这种变化。

对于矿井内的气候条件来说，风流含湿量的年变化要比温度的年变化重要得多，这是由水的汽化潜热远比空气的比热大得多造成的。

研究表明，风流沿井巷流动时，其温度波动幅度的衰减量约与两点间的距离 $L$ 成正比，与巷道的等值半径 $r$ 成反比，与风温的波动周期成反比；波动的周期越短，其衰减量越大。

## 2.2 空气的自压缩温升

前已提及空气自压缩并不是热源。因为在重力场作用下，空气以绝热方式沿井巷向下流动时，其温升是位能转换为焓的结果，而不是由外部热源输入热流造成的。但对深矿井来说，自压缩引起风流的温升在矿井的通风与空调中所占的比重很大，所以一般将它归在热源中进行讨论。

当可压缩的气体（空气）沿着井巷向下流动时，其压力与温度都要有所上升，

这样的过程称为自压缩过程。在自压缩过程中，如果气体同外界不发生换热、换湿，而且气体流速也没有发生变化，那么此过程就称为“纯自压缩”或“绝热自压缩”过程。根据能量守恒定律，风流在纯自压缩过程中的焓增与风流前后状态的高差成正比：

$$i_2 - i_1 = g(z_2 - z_1) \quad (2-1)$$

式中  $i_1, i_2$ ——风流在始点与终点时的焓值，J/kg；

$z_1, z_2$ ——风流在始点与终点状态下的标高，m；

$g$ ——重力加速度，m/s<sup>2</sup>。

对于理想气体来说，在任意压力下：

$$di = c_p dt \quad (2-2)$$

即：

$$i_2 - i_1 = c_p(t_2 - t_1) \quad (2-3)$$

式中  $c_p$ ——空气的定压比热，J/(kg·℃)；

$t_1, t_2$ ——风流在始点与终点时的干球温度，℃。

从而有：

$$t_2 - t_1 = g(z_2 - z_1)/c_p \quad (2-4)$$

所以，当  $g=9.81\text{m/s}^2$ ,  $c_p=1005\text{J/(kg} \cdot \text{℃)}$ ,  $z_2 - z_1 = 1000\text{m}$  时：

$$t_2 - t_1 = 9.81 \times 1000 \div 1005 = 9.76\text{℃}$$

也就是说，风流在纯自压缩状态下，当高差为 1000m 时，其温升可达 9.76℃，这是一个相当大的数值。好在实际上并不存在绝热压缩过程，井巷里总是存在一些水分，因而风流自压缩的部分焓增要消耗在水分蒸发上，用以增大风流的含湿量，所以风流实际的年平均温升没有理论计算值那么大。此外，井巷的吸热和散热作用也抵消了部分风流自压缩温升。例如，在夏天，由于围岩吸热，风流的温升要比平均值低；而在冬天，由于围岩放热，风流的温升要比平均值高。一般来说，如果年平均温升为 10℃ 的话，则冬天可能是 13℃，夏天可能是 7℃。

对采深超过 3800m 的南非部分金矿来说，如果井巷围岩干燥，且不与风流换热、换湿，则风流入井下后，因自压缩引起的温升可达 38℃，即可从 12℃ 增到 50℃。风流温升 38℃ 约相当于焓增 38kJ/kg，如果进风量为 200m<sup>3</sup>/s，则意味着风流的热量增量可达 9MW。这是一个相当可观的热负荷。

同其他的热源相比，在进风井井筒里，自压缩是最主要的热源，由于它所引起的焓增同风量无关，所以往往成为唯一有意义的热源。在其余的倾斜巷道里，特别是在回采工作面上，自压缩只是诸热源之一，而且一般是不重要的热源。

同理，风流沿井筒或倾斜巷道向上流动时，风流因减压而膨胀，焓值要减少，

风温要下降，其数值同自压缩增温一样，不过符号相反而已。

实际上，风流沿井筒向下流动时，其湿球温度要比干球温度重要得多，因为湿球温升和井巷的潮湿程度没有多大关系，但它和入风井大气的湿球温度关系却非常密切。

自压缩这个热源是无法消除的，而且随着采深的增加还相应地增大。虽然风流在回风巷里向上流动时，可因膨胀而得到相应的降温效果，但由于受到自然负压的干扰和巷道里水汽的冷凝作用，实际冷却效果甚微。

水在管道中沿井筒向下流动时，其焓增为  $9.81\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{km})$ 。若水一直处在水管中，水压将随着井深的增加而增大。如果摩擦阻力不大且可略去不计的话，则水压的增值是  $9.81\text{MPa}/\text{km}$ ，这时水温的增值取决于进水的温度。如进水温度为  $3^\circ\text{C}$  以下时，其温升可略而不计，当进水温度为  $30^\circ\text{C}$  时，其温升约为  $0.22^\circ\text{C}/\text{km}$ 。

水要是不能持续地维持在高压下，其情况将会有所不同。如果让水自由地从管端外流或经减压阀外泄，其温升则可按下式计算：

$$\Delta t = 9.81/4.187 = 2.34^\circ\text{C}/\text{km}$$

如果让水做些有用功，则这个温升是可以减少的。目前，美国、南非及德国等一些矿井内空调量较大、技术较发达的国家，已采用水轮机使输往井下的冷水去扬水或发电，以减少自压缩温升。

## 2.3 围岩传热

围岩向井巷传热的途径有两个：一是借热传导自岩体深处向井巷传热；二是经裂隙水借对流将热传给井巷。

井下未被扰动岩石的温度（原始岩温）是随着离地表距离的加大而上升的，其温度的变化是由自地心径向向外的热流造成的。在一个不大的地区内，大地的热流是相当稳定的，一般为  $60 \sim 70\text{MW}/\text{m}^2$ ，但在某些热流异常地区，其值可能变动很大。原始岩温随着深度上升的速度（地温梯度）主要取决于岩石的热导率与大地热流值，原始岩温的具体数值取决于温度梯度与埋藏深度。地表大气的日变化与季节性变化的幅度是相当大的，但其影响深度并不大，一般距地表  $20 \sim 40\text{m}$  处岩石温度相当稳定，它反映了地表长时期的平均温度。不同深度的原始岩温主要是通过地表钻孔或井下钻孔来测量的。

当围岩的原始岩温与在井巷中流动的空氣的温度存在温差时，就要产生换热。根据温差的正负，热流自风流传向围岩或自围岩传给风流。即使是在不太深的矿井里，原始岩温一般也要超过该处的风温，因而热流一般来自围岩。在深矿井中，

热流值将会相当大，甚至会超过其他热源热流量的总和。

在大多数情况下，围岩主要以传导方式将热传给巷壁，当岩体向外渗流、喷水时，则存在对流传热。如果水量很大且温度很高，其传热量可能相当大，甚至会超过传导传递的热量。

在井下，井巷围岩中的传导传热是一个不稳定传热过程，即使是在井巷壁面温度保持不变的情况下，由于岩体本身就是热源，所以自围岩深处向外传导的热量值也随时间的变化而变化。随着时间的推移，被冷却的岩体逐渐扩大，因而需要从围岩的更深处将热量传递出来。

图 2-1 所示为石英岩顶板温度随时间与巷道壁距离变化的关系。

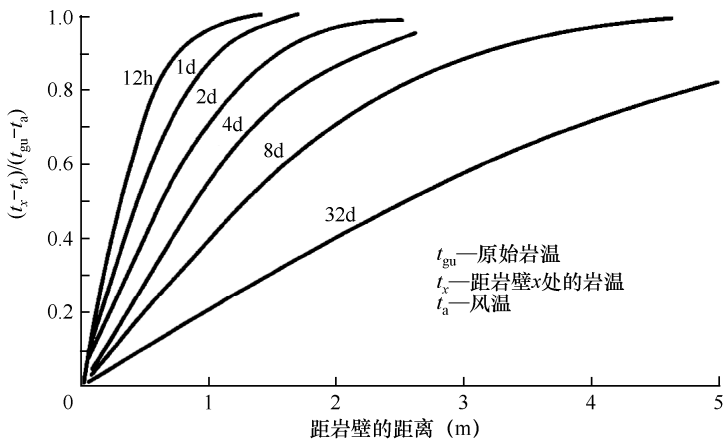


图 2-1 石英岩顶板温度随时间与巷道壁距离变化的关系

[其他岩种的时间标值的校正系数为  $2.5 \times 10^{-6} \lambda / (\rho c)$ ， $\lambda$  为热导率， $\rho$  为密度， $c$  为比热；岩石的导热系数为  $2.5 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ ，对高度粉碎的岩石来说，时间的标值应加倍]

图 2-2 所示为石英岩采场通风时间与顶板温度变化的关系。

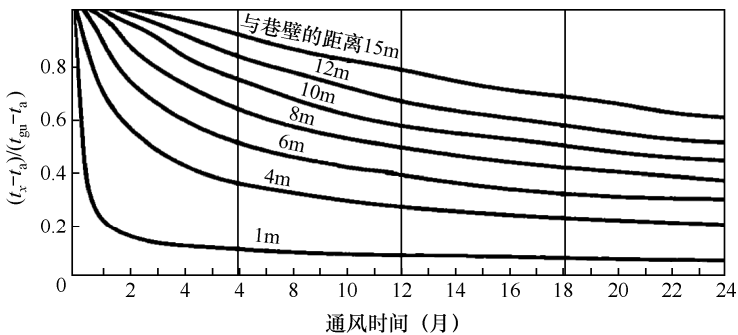


图 2-2 石英岩采场通风时间与顶板温度变化的关系



## 2.4 机电设备放热

随着机械化程度的提高, 采掘工作面机械的装机容量急剧增大, 有些大型机械化回采工作面的装机容量已达到 2000kW, 掘进工作面也达到 1200kW。一般来说, 机电设备从馈电线路接受的电能不是做有用功就是转换为热能。就矿井而言, 由于动能甚小可以略而不计, 所以机电设备所做的有用功是将物料或液体提升到较高的水平, 即增大物料或液体的位能; 而转换为热能的那部分电能, 几乎全部散发到流经设备的风流中。

### 2.4.1 采掘机械的放热量

采掘机械从馈电线路接受的电能大部分转换为热能并传给风流。为了简化计算, 假设采掘机械的放热量全部传给风流, 从而可以得到下列计算式:

$$Q_w = m_w \Delta i \quad (2-5)$$

式中  $Q_w$ ——风流所获得的热量, W;

$m_w$ ——风流的质量流量, kg/s;

$\Delta i$ ——风流的焓增, J/kg。

当全部热量用来使风流温升时, 因为:

$$\Delta i = c_p \Delta t \quad (2-6)$$

所以:

$$\Delta t = \frac{\Delta i}{c_p}$$

式中  $\Delta t$ ——风流的温升, °C;

$c_p$ ——空气的定压比热, J/(kg · °C)。

设采矿工作面上机械设备的装机容量为 1500kW, 日平均出力为 700kW, 如果它们全转换为热能, 则可使平均供风量为 20m<sup>3</sup>/s 的回采工作面的风温约上升 28°C。这是很高的温升, 但矿井里总是潮湿的, 存在水分蒸发的耗热。据测定, 用来使风流干球温升的热耗约占总转换量的 30%。所以风流的干球温升约为 8°C。回采机械的放热仍是使作业面气候条件恶化的主要原因之一, 能使风温或同感温度上升 6~60°C。

在采用悬臂式掘进机或回转式钻进机的掘进工作面上, 装机容量可达 1.2MW, 而且都设置在掘进工作面迎头这个比较狭小的空间里, 掘进工作面的供风量还要比回采工作面要少得多, 因而掘进工作面的风流温升要比回采工作面的大。

设一个掘进工作面的掘进机容量为 1000kW, 其平均出力为 42%, 则放热量

为 420kW，若供风量为  $8\text{m}^3/\text{s}$ ，则风流的干球温升可达  $40^\circ\text{C}$ 。但实际上不会达到这么高，因为有一部分热量要被采下的矿物（或岩石）吸收带走，机电设备放热引起的风流温升也部分抑制了围岩的放热，水分的蒸发也要消耗一部分热量。所以对它的计算分析是很复杂、很烦琐的。但在一般估算时可以这样认为：在掘进机械周围，传给风流的热量约占总发热量的 80%，因而风流的温升为  $2\sim 3^\circ\text{C}$ 。应该指出，风流中水气量的增大同样也会恶化气候条件。

但实际观测表明，仅有 80% 的热量传给风流，因为有一部分热量被运输的矿岩带走了。在风流吸收的 80% 的热量中，有 75%~90% 是以潜热的形式（水分蒸发）传递的。因此，采掘机械的放热量级（kW）可用式（2-7）计算：

$$Q_{\text{cj}} = 0.8k_{\text{cj}}N_{\text{cj}} \quad (2-7)$$

式中  $k_{\text{cj}}$ ——设备的时间利用系数，它等于每日实际工作时间（h）被 24 除；

$N_{\text{cj}}$ ——采掘机械电机消耗的功率，kW。

实际用于风流温升的热量仅为设备放热量的 15%~25%，故由采掘机械设备放热量而引起的风流温升为：

$$\Delta t = 0.15k_{\text{cj}} \frac{N_{\text{cj}}}{c_p m_w} \quad (2-8)$$

或

$$\Delta t = 0.149k_{\text{cj}} \frac{N_{\text{cj}}}{m_w} \quad (2-9)$$

## 2.4.2 提升运输设备的放热量

提升设备主要是运送人员、材料及提升矿物、岩石。在运送人员时，提升设备的净做功为零，与提升的矿物、岩石量相比，下送材料的数量一般可以略而不计，所以它的放热量也可以略而不计。

在提升机械消耗的电能中有一部分用来对矿物、岩石做有用功（增大它们的位能），余下的则以热的形式散失。在这些热量里，有些是由电动机散发掉的，余下的则由钢索、罐道等以摩擦热形式散失掉。

提升设备的功率同它所释放的热量间的关系取决于提升机械的工作方式。提升设备工作时放热量  $Q_t$ （kW）用式（2-10）计算：

$$Q_t = (1 - \eta_t)k_t N_t \quad (2-10)$$

式中  $\eta_t$ ——提升机工作效率；

$k_t$ ——提升机时间利用系数；

$N_t$ ——设备功率。

在有轨运输里，轨道坡度一般都很小，所以运输所做的有用功也很小，因而实际上电机车所消耗的电能都是以热能的形式散发的。电机车的功率与它所散发的热量间的关系，在很大程度上取决于电机车的工作时间、物料装载特征及轨道的布置方式。

胶带输送机和刮板输送机的散热问题比较复杂。因为：

(1) 热量比较均匀地散发到周围的大气中去。

(2) 在启动初期，虽然其所接受的电能几乎全部转换为热能，但此时输送机框架的温度比较低，所以首先被加热，当输送机停转时，输送机框架所蓄积的热量又逐渐散发到大气中去。

(3) 由于风流的温升，缩小了风流同巷壁间的温差，从而围岩的散热量会有所减少。

(4) 输送中的矿物、岩石以及巷道里水分的蒸发要消耗很大一部分热量。

(5) 实测表明，用以提高风流干球温升所需的热量占总热量的 10%~20%。

基于上述原因及人们对于胶带输送机的放热还不大重视，所以对它的研究尚未获得令人满意的结果。

据测定，在高产工作面的长距离运输巷道里，这种放热量可达 230kW 或更高，运输中的矿岩放热量可用式 (2-11) 和式 (2-12) 计算：

$$\text{皮带或链板输送机运输} \quad Q_k = G_k c_k \Delta t_k \quad (2-11)$$

$$\text{矿车运输} \quad Q_u = G_u c_k \Delta t_u \quad (2-12)$$

式中  $G_k$ ——运输的矿岩量，kg/s；

$c_k$ ——矿岩的比热，kJ/(kg·°C)。

$$\Delta t_k = 0.0024 L^{0.8} (t_k - t_{fm}) \quad (2-13)$$

$$\Delta t_u = 0.0008 L^{0.7} (t_k - t_B) \quad (2-14)$$

$L$ ——运输线路长度，m；

$t_B, t_{fm}$ ——运输线路上的风流干球温度、湿球温度，°C；

$t_k$ ——运输线路上矿岩的平均温度，°C，其取值方法见表 2-1。

表 2-1 运输线路上矿岩的平均温度  $t_k$

分 类	矿岩的平均温度 $t_k$ (°C)		
	$t_{gu} \leq 40^\circ\text{C}$	$t_{gu} \leq 50^\circ\text{C}$	$t_{gu} \leq 60^\circ\text{C}$
采掘工作面未实施降温	$t_{gu}-2$	$t_{gu}-4$	$t_{gu}-6$
采掘工作面实施降温	$t_{gu}-6$	$t_{gu}-8$	$t_{gu}-10$

注：  $t_{gu}$ ——采掘工作面的原始岩温，°C。

实测表明，由于运输过程中洒水灭尘的降温作用，致使运输过程中的矿岩放热量仅有 60%~80% 被风流吸收，其中用于温升的显热增量占 10%~20%，余下的热量用于蒸发水分。

### 2.4.3 电机车工作时的放热量

电机车工作时的放热量  $Q_c$  可按式 (2-15) 计算。

$$Q_c = \frac{1}{\tau} L A_c k_c \quad (2-15)$$

式中  $\tau$ ——每日运输时间, h;

$L$ ——运输距离, km;

$A_c$ ——运输量, t/d;

$k_c$ ——能耗,  $k_c=0.15\sim 0.25\text{kW}\cdot\text{h}/(\text{t}\cdot\text{km})$ 。

### 2.4.4 电动机运转时的放热量

电动机运转时的放热量  $Q_E$  可按式 (2-16) 计算。

$$Q_E = N_i (1 - \eta_E) k_t \quad (2-16)$$

式中  $N_i$ ——电动机功率, kW;

$\eta_E$ ——电动机效率;

$k_t$ ——时间利用系数。

根据德国 (DMT) J. Voss 博士的资料, 由于内燃机效率较低, 当内燃机与电动机的机械功率相同时, 前者的放热量约为后者的 3 倍。

### 2.4.5 扇风机的放热量

从热力学的概念来说, 扇风机并不做有用功, 所以其电动机消耗的电能全部转换为热能并传给风流, 因而流经扇风机风流的焓增应等于扇风机输入的功率除以风流的质量流量, 并直接表现为风流的温升。根据空气的特性, 风流流经扇风机后, 其湿球温度的增量要比干球温度的增量要大。

由于井下扇风机基本上是连续运转的, 因此用不着计算它的停止运转的时间。

通风机的有效功率  $N_{By}$  (kW) 为:

$$N_{By} = H_B V_B = (R V_B^2) V_B = R V_B^3 \quad (2-17)$$

通风机的轴功率  $N_e$  (kW) 为:

$$N_e = \frac{H_B V_B}{\eta_e} \quad (2-18)$$

通风机配用电机功率  $N_B$  (kW) 为:

$$N_B = \frac{k H_B V_B}{\eta_e \eta_z} \quad (2-19)$$

通风机对风流的加热量  $Q_B$  (kW) 为:

$$Q_B = 0.564 N_B \quad (2-20)$$

通风机引起的风流温升  $\Delta t_B$  (°C) 为:

$$\Delta t_B = (28 \sim 34) \frac{N_B}{V'_B} \quad (2-21)$$

式中  $H_B$ ——通风机全风压, kPa;

$V_B$ ——风量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;

$\eta_e$ ——效率;

$V'_B$ ——风量,  $\text{m}^3/\text{min}$ ;

$k$ ——备用系数;

$\eta_z$ ——通风机传动效率。

## 2.4.6 灯具的放热量

输入灯具的电能也全部转换为热能并传给风流, 井下的灯具一般是连续工作的, 即使有个别间断, 其计算也比较容易。

入井人员所佩戴的矿灯也是一个热源, 由于矿灯的功率一般仅为 4W, 因此可以忽略不计。

## 2.4.7 水泵的放热量

在输给水泵的电能中, 只有一小部分消耗在电动机及水泵的轴承等摩擦损失上, 并以热的形式传给风流, 余下的绝大部分用来提高水的位能。当水向下流动时, 一小部分电能用来提高水温, 这个温升取决于进水的温度。当进水温度为 30°C 时, 水压每增 1MPa, 水温约上升 0.022°C; 水温低于 3°C 以下时, 温升可略而不计。

# 2.5 其他热源

## 2.5.1 氧化放热

矿石的氧化放热是一个相当复杂的问题, 很难将它与其他的热源分离开来单独计算。当矿石含硫量较高时, 其氧化放热可能达到相当可观的程度。当井下发生火灾时, 根据火势的强弱及范围的大小可形成大小不等的热源, 但这一般是属于短时的现象。在隐蔽的火区附近, 有可能使局部岩温上升。

## 2.5.2 水放热

井下涌水、渗水和淋水同风流间的热、质交换是相当复杂的，有些参量是无法准确确定的，这是影响矿井热力计算精度的主要因素。

根据热力学原理，若已知巷道中的涌水量及水的初温和终温时，可用式(2-22)计算此段巷道水的放热量  $Q_w$  (kW)：

$$Q_w = M_w c_w (t_{wH} - t_{wk}) \quad (2-22)$$

式中  $M_w$ ——巷道内涌水量，kg/s；

$c_w$ ——水的比热，4.1868kJ/(kg·℃)；

$t_{wH}, t_{wk}$ ——水的初温和终温，℃。

在一般情况下，矿井涌水的温度是比较稳定的，在岩溶地区一般水温同该地原始岩温相差不大。涌水的放热使流经巷道的风流增热量  $Q_{wB}$  (kW) 为：

$$Q_{wB} = M_B c_p (t_{BK} - t_{BH}) \quad (2-23)$$

式中  $M_B$ ——通过巷道的风量，kg/s；

$t_{BK}, t_{BH}$ ——通过巷道风流的始温和终温。

但是，水同风流在换热的同时，势必要引起水分的蒸发和凝结，因此在计算涌水的放热量的同时，还必须考虑潜热的交换。

井下热水的放热量主要由水量和水温来决定。当热水大量涌出时，可对附近的气候条件造成很大的影响，所以应尽可能地予以集中，并用管路（或隔热管路）将其排走，最低限度也要用加盖板的水沟排走，切不可让热水在巷道里漫流。

## 2.5.3 人员放热

井下工作人员的放热量，主要取决于他们所从事的工作的繁重程度和持续时间。一般人员的能量代谢产生热量如下：

- (1) 休息，90~115W。
- (2) 轻度体力劳动，200W。
- (3) 中等体力劳动，275W。
- (4) 繁重体力劳动（短时间内），470W。

矿工在作业时的身体放热量，主要取决于劳动强度和持续作业的时间。矿工在劳动时的放热量  $Q_R$  (kW) 可用式(2-24)近似计算：

$$Q_R = k_R q_R N \quad (2-24)$$

式中  $k_R$ ——矿工同时作业系数，一般为 0.5~0.7；

$q_R$ ——不同劳动强度下能量代谢率，W/人；

$N$ ——作业地点的总人数。

虽然可以根据在一个工作地点里人员的总数来计算其放热量,但是其量甚少,一般不会对气候条件造成显著的影响,故有些时候可以略而不计。

## 2.5.4 其余热源

(1) 压缩空气在膨胀时,除了做有用功外还有些冷却作用,加上压缩空气的含湿量比较低,所以其能对工作地点补充一些较新鲜的空气,但是压缩空气入井时的温度普遍较高,可以略而不计。

(2) 炸药爆炸时放热。在井下作业地点同时爆炸 100kg 炸药以下时,其爆炸放热量  $Q_b$  (kW) 可以忽略不计。

$$Q_b = 0.14G_h \quad (2-25)$$

式中  $G_h$ ——作业地点每班炸药消耗量, kg。

(3) 水泥水化时放热(硅酸盐水泥为低水化热,矿渣水泥为高水化热)。

$$Q_s = q_s UL \quad (2-26)$$

式中  $q_s$ ——水泥水化时单位面积的放热量,混凝土碇时为  $0.015 \sim 0.016 \text{ kW/m}^2$ ,喷锚支护时为  $0.00725 \sim 0.0154 \text{ kW/m}^2$ ;

$L, U$ ——一个循环混凝土碇的长度和巷道周长, m。

(4) 岩层的移动等都有可能散发出一定数量的热量,但由于它们的作用时间一般很短,不会对矿井下的气候造成大的影响,所以也可以略而不计。

# 高温高湿环境下的人机工程学

## 3.1 引言

高温高湿环境广泛存在于自然、工业和军事环境。高温高湿环境会对人体健康产生不利影响，造成人体免疫功能减退：免疫细胞在  $40^{\circ}\text{C}$  时会受到抑制， $43^{\circ}\text{C}$  时就会发生不可逆性损伤；高湿度时人体汗液蒸发率下降，对生理产生不良影响；高温高湿也是诱发心脑血管疾病发生的重要因素；危险物质清理、消防、玻璃制造、钢铁行业等高温作业者经常暴露在失代偿热应激中；湿热环境下的体能训练与战士热应激、热休克的发生密切相关。

高温高湿作业环境对人体影响的研究在国内起步于 20 世纪 80 年代。张武煌和顾季昂通过对安徽铜陵铜矿井下高温高湿作业班后休息 3h 的工人进行观察，发现大部分高温作业工人有头昏、心慌、多汗、无力、恶心等不适感；与非高温作业工人相比，心率、体温、血压、红细胞、血小板、免疫球蛋白未见显著性差异；血红蛋白、血糖、血钠显著低于非高温作业工人；胆固醇、甘油三酯显著大于非高温组；高温组工人心电图（electrocardiogram, ECG）异常率明显大于非高温组。

罗炳德、吕志忠等对自然湿热环境下重强度劳动战士生理反应和自觉症状进行了研究，测量了战士的心率、肛温、出汗量、蒸发汗量，并用公式计算平均体温、蓄热量和生理紧张指数。研究结果显示战士的各项生理指标与湿黑球温度 WGT 的相关系数（除蓄热量外）均在 0.7 以上，说明 WGT 与人体生理反应具有密切关系。并且提出了以肛温（ $38.5\pm0.2$ ） $^{\circ}\text{C}$  和心率（ $145\pm10$ ）次/min 两个生理指标、战士的自觉症状和行军后 24h 内的恢复情况作为安全上限的判断依据，得到了战士在高温高湿环境中进行重强度行军活动的耐受时间。该实验在自然条件下进行，需要考虑有无太阳辐射高温高湿环境对人体形成热应力的差异，研究对象为身体素质相对较好的战士，这些因素使得实验的研究方法和研究结果很难适



用于工业高温高湿环境人体生理影响。

赵家振、崔丽琴等对煤矿井下气候参数和劳动强度对矿工生理参数影响进行了研究,除对井下机械化采煤工作面的采煤机司机和支柱工劳动心率和能量代谢进行了现场实测外,还在气候室模拟了井下常见热湿环境,体力负荷强度选定为100W,该研究只进行了定性分析,发现劳动者的能量代谢率与环境温度和劳动时间都有关系,实验温度由25℃上升到27℃、29℃和31℃,同一测量时刻的能量代谢率随温度升高而升高;同一实验温度下,能量代谢率随劳动时间延长而不断升高,同时还发现人体的蓄热量变化规律与能量代谢率基本相似;湿气对心率和能量代谢率也有一定影响,但不如气温影响那样显著。此次研究模拟了不同温度条件下的体力劳动,得到了心率和能量代谢的变化趋势,但由于劳动时间仅为20min且负荷强度只有一种,不足以得到全面的定量分析。

邢娟娟对山东和济南两煤矿井下矿工生理和生化做了测定和研究,发现井下高温作业环境对矿工身体健康有显著危害,由于井下持续高温、高湿,除可能引起中暑急性病变外,还可能导致心血管、神经、精神和心理等慢性损伤。夏季矿工出勤率仅为45%,工作时判断能力和反应速度明显下降,增加了发生工伤事故的危险性。以18名高温井下工人和10名非高温井下工人作为测试对象,采取血样测定血浆乳酸含量和热应激蛋白含量,发现高温与非高温矿工血乳酸水平和热应激蛋白水平差异十分显著,提出以这两个生化指标作为高温作业危害的生物监测指标。尽管血乳酸和热应激蛋白指标能够反映高温作业环境对矿工健康的影响,但由于有采取血样这样的有创操作,使其广泛应用于高温作业者劳动保护有一定难度。

陈俊生调查研究了新汶煤矿高温矿井工人的主观感受。调查指标包括标准的疲劳主观反应问询表、烦恼问询表和主观劳动负荷指数调查问卷。调查结果显示高温矿井和非高温矿井工人疲劳主观症状在身体、精神、感觉症状三个方面的出现率均存在显著差异。高温矿井的热因素是造成工人烦恼的最主要原因。高温矿井工人的主观疲劳指数是非高温矿井工人的2~4倍,虽然井下工人在工作中进餐和大量饮水,但班后体重平均下降3~4kg。研究表明,环境温度超过30℃,工人心理状态开始恶化,出现烦闷、心慌意乱等症状。劳动者主观感受方面的变化尽管没有客观生理指标变化体现的直接和清晰,但心理影响对于保证劳动效率和劳动安全是不容忽视的,也是高温高湿环境对人体影响的一个研究方向。

高温高湿作业环境对人体影响的研究在国外进行得较多,但主要从热调节机理及评价指标着手,以人体样本为研究对象进行的实验研究较少;国内在这方面的研究主要集中在生产现场特定高温环境的调查研究,对象多为工龄较长、产生热习服的从业人员,或是偏向于药物干预前后人体生理指标的变化情况,从生理机理和心理层次全面系统分析高温环境对人体生理响应的研究较少。

## 3.2 高温高湿环境人体生理反应

人体靠摄取食物维持生命。在人体细胞中，食物通过化学反应过程被分解氧化，实现人体的新陈代谢。化学反应中大部分化学能最终都变成了热量，因此人体不断地释放热量；同时，人体也会通过对流、辐射和汗液蒸发从环境中获得或散失热量。但是，为了保障人体的各项功能正常，所以人体的生理反应总是尽量维持人体体温恒定，保持人体产热和散热之间的动态热平衡。

人体与非生物体的热变化过程不同，虽然人体体温会受到气象条件和劳动强度的影响，但并不完全由环境因素和劳动强度决定，这是因为人体的体温调节系统在一定环境参数范围内具有自主调节功能。体温调节主要是将人体的核心温度维持在一个适合生存的较窄范围内（ $37\pm 2$ ）℃，该温度范围也称为调定点，是引起温度感受器神经元兴奋的温度阈值。体温调节系统的机能是相当复杂的，总的来说，体温调节主要是依靠神经调节和体液调节来完成的。对体温调节系统最重要的输入量是核心温度和平均皮肤温度。当核心温度与调定点之间出现偏差时，体温调节系统就开始工作。正常情况下，体温调定点为 37℃，但人体体温的调定点不是恒定的，可以在较小的范围内变动。

体温调节系统包括三部分：体温调节中枢、外周温度感受器和中枢温度感受器。体温调节中枢位于下丘脑，是人体大脑的一部分。体温调节中枢分为两个机能区，一个机能区在下丘脑前侧部位，主要作用是促进散热，因此也把下丘脑前部称为散热中枢；另一个机能区在下丘脑后侧部位，主要作用是促进产热，因此把下丘脑后部称为产热中枢。两者之间交互抑制，协同调节体温稳定在一定水平上。人体之所以能够感受到外界的温度变化是因为在人体皮肤层及某些黏膜和腹腔内脏存在温度感受器，统称为外周温度感受器。中枢温度感受器则是指在人体的脊髓、延髓和脑干网状结构中存在的感受温度变化的神经元。

人体进入热环境后，受气温与热辐射的作用。气温以对流方式作用于体表，经血液循环使全身加热；同时皮肤在热环境中通过辐射换热的方式获得热量，导致人体核心温度和平均皮肤温度升高。皮肤温度和核心温度升高，外周温度感受器受到热刺激，产生瞬态热感觉，同时发放对温度变化敏感的神经冲动至中枢温度感受器，再将神经冲动传递至大脑下丘脑中的体温调节中枢。下丘脑前部的散热中枢接收到核心温度高于调定点的信号后，发送神经冲动至人体交感神经系统，引发人体的相关扩张和排汗机能；同时皮肤表层的血管会扩张以增加血液流量，这样血液就能够把更多的热量带到皮肤表面，提高皮肤温度，从而增加皮肤向环境的散热量。如果这样仍然不能抑制身体内部的温度上升，体温调节系统就会使皮肤出汗，通过蒸发来带走身体的热量。但是人体体温调节能力是有一定限度的。

当身体持续存在产热与得热大于散热的情況时，会使蓄热量不断增加，体温进一步上升。体温升高会使体温调节中枢的热敏感神经元对温度感受的阈值升高，从而提高体温调节的调定点，于是体温就被重新调节而上升，过度刺激下丘脑，使散热中枢疲劳、散热减少，并使体温进一步上升，持续热蓄积，直至热衰竭。

## 3.2.1 神经系统

### 3.2.1.1 神经-内分泌系统

神经系统是人体内起主导作用的功能调节系统。人体的结构与功能极为复杂，体内各器官、系统的功能和生理过程都不是各自孤立地进行，而是在神经系统的直接或间接调节控制下，相互联系、相互影响、密切配合，使人体成为一个完整统一的有机体，实现和维持正常的生命活动。同时，人体又生活在经常变化的环境中，环境的变化必然随时影响着体内的各种功能，这也需要神经系统对体内各种功能不断进行迅速而完善的调整，使人体适应体内外环境的变化。

神经系统分为中枢神经系统和周围神经系统两大部分。中枢神经系统能够调节机体某些特定生理功能，包括体温调节中枢、呼吸中枢和语言中枢等。人体的体温调节功能就是在神经系统和内分泌系统这两组器官的调节控制下完成的。高温作业过程中，人体会经常出现蓄热，但在机体神经-内分泌系统的统一调解下参与体温调节的各个生理系统热应激反应加强，可使体温得以保持正常。

外部环境的热刺激通过两个途径作用于下丘脑内的体温调节中枢。一个途径是通过皮肤温度感受器的传入冲动；另一个途径是通过到达该中枢的血液温度，也就是核心温度。两者共同影响着下丘脑内对温度变化敏感的神经元活动。实验证明，对这些部位的热刺激，均可引起有关的神经-内分泌的改变，通过神经活动和激素分泌而产生调节体温的效应。

### 3.2.1.2 湿热环境下的神经活动

湿热环境下，体温调节中枢兴奋性增高，产生负诱导效应使其他中枢的抑制过程加强，最明显的是运动神经元兴奋性下降，肌肉工作能力降低，注意力、动作的准确性和协调性及反应速度均降低。热负荷对精神活动的影响也是明显的，对需要认识、判断、分析等脑力劳动能力的下降尤为明显，而且这些指标的改变早在各项生理指标改变之前就已出现。这些精神活动能力的改变往往与体温和主观感觉有关。机体受热时，体温升高，主观感觉不舒适，以致产生疲劳和嗜睡，这时精神活动往往受到影响，使工作能力下降，误操作增加。

## 3.2.2 心血管系统

心血管系统是维持生命活动最重要的组织体系之一，机体通过血液循环将体内物质代谢过程需要的氧和代谢产物二氧化碳运送到各个器官，以保证新陈代谢

正常进行。当机体处于高温环境中,热应激初期心血管系统的功能发生明显的变化,这对机体热平衡调节有着极其重要的积极作用;随着热应激的逐渐加深,高温环境所致机体热代谢失调、体温升高,可能导致心血管系统受到严重热损伤,发生紊乱和衰竭。

### 3.2.2.1 心率及心输出量

人体处于热环境中时,心率明显增加,特别是当机体在热环境中进行体力劳动后,上升幅度进一步增大。高温环境影响心率的原因是多方面的,最主要的因素是神经调节和体液调节。一方面,高温使机体处于应激状态,交感神经系统高度紧张,肾上腺素大量分泌,作用于心肌,激活心肌细胞腺苷酸环化酶,心肌糖原分解加强,能量代谢加速,心率大幅度增加;另一方面,汗液的流失使大量血液流向体表,虽然肾脏反应性也加大保护力度,但组织循环血量明显减少。容量感受器所受刺激发放冲动减少,进一步引起心率的增加。

心输出量等于每搏输出量与心率的乘积。心输出量是指每分钟一侧心室射出的血液总量,又称为每分输出量。一侧心室一次搏动所射出的血量称为每搏输出量。左右两心室的输出量基本相等。影响每搏输出量和心率的因素都会影响心输出量。在安静状态下健康成年人的心率平均为 75 次/min,正常范围为 60~100 次/min。在一定范围内,正常人心率加快,心肌收缩增强可使心输出量增多。心率超过 170~180 次/min 时,因为心室充盈时间明显缩短,充盈血量减少,心搏出量可减少到正常时的一半左右,所以心输出量不但没有增多反而降低。在高温环境中,心输出量因环境温度和热暴露时间的不同而不同。机体在高温环境中心输出量随体温升高呈现双向性变化趋势,即当人体核心温度在 40℃ 以下时,每分输出量和心输出量表现为平稳或略有升高;当核心温度进一步升高时,每搏输出量和心输出量却逐渐下降。每搏输出量的减少是过热机体心功能损伤的初始表现。这主要是由于过热机体皮肤血流量增加,回心血量减少;高热机体心率大幅度增加又使心室充盈期变短,心室舒张末期容积减弱;过热机体心肌收缩力降低;三者导致了心脏可射血容量显著减少,即心输出量显著减少。

### 3.2.2.2 湿热环境下的血量分配

血液循环的最基本功能是进行血液与组织之间的物质交换,微循环是实现这一功能的唯一场所。微循环是指微动脉和微静脉之间的血液循环,在这里动脉血变成静脉血,并将营养物质氧输送给组织。典型的微循环由微动脉、后微动脉、毛细血管前括约肌、真毛细血管、通血毛细血管、动-静脉吻合支和微静脉等部分组成。微循环的血液通过三条途径由微动脉流向微静脉:一是迂回通路,这一通路血流缓慢,是血液与组织进行物质交换的主要部位,人体活动时,由于代谢产物增多,毛细血管前括约肌舒张,真毛细血管网开放数量增加,从

而使血流量增加以适应代谢增强的需要；二是直捷通路，由于该通路血流速度较快，几乎没有物质交换的功能，它的主要作用是使一部分血液迅速通过微循环回到心脏；三是动-静脉短路，该通路血流速度快，不能进行物质交换，一般处于关闭状态。人的皮肤，特别是手掌、足底、耳廓等处，这类通路较多，参与体温调节功能。当环境温度升高时，动-静脉吻合支开放，皮肤血流量增多，皮肤温度升高，有利于散热；反之，当环境温度降低时，动静脉吻合支关闭，皮肤血流量减少，有利于保存热量。

在高温环境中，机体在一定温度和活动强度下心率和每搏输出量均增加，心输出量亦增加。由于交感神经兴奋，肾上腺髓质活化，分泌肾上腺素，会引起内脏，特别是脾、肝、胃肠道和肾血管收缩，使得原本代谢活动旺盛、血流量需要较大的内脏器官血流量总量下降；脑组织和肺因血管交感神经分布密度较小，张力较低，血流量变化很小或几乎不变；微循环中血流量则由于代谢产物的增加而增多，但高温也导致微循环中的动-静脉吻合支开放，皮肤分走了大部分循环血量，以助机体散热。在较低热应激水平或热应激初期，心输出量的增加及微循环中血流量的增加，使机体能够提供新陈代谢所需的营养物质，保证机体各项生理功能正常运行。随着环境热强度和劳动强度的提高，皮肤循环血量随总热负荷增加而显著增加，导致增加的心输出量绝大部分流向体表皮肤，使微循环中能够进行物质交换的血液减少，造成机体缺氧。此时，人体血氧饱和度虽然正常，心率和心输出量处于增长状态，但已开始出现轻度缺氧症状，如胸闷、头晕头痛等。

当人体在 40℃ 以上环境进行重体力劳动时，心率超过 170~180 次/min，心输出量不是增加反而减少，心功能衰竭，皮肤血流量可增加至常温下的 15~20 倍，微循环严重缺血，所释放的氧不能满足增长的新陈代谢需要，机体缺氧加深，会出现恶心呕吐、手足抽搐等严重缺氧症状。

### 3.2.2.3 体表心电图

心脏位于胸腔，其周围的组织具有导电性，心脏的生物电活动可以通过心脏周围的组织传导到体表。如果将测量电极放置在人体表面的某些特定部位，可以记录到心脏兴奋过程发生的电变化，也就是心电图。心脏各部分产生的一系列电活动，其方向、途径、顺序和时程都有一定的规律，具有重复性和精确性，是反映心脏各部分功能状况的客观指标之一。

常规记录的心电图均采用统一规定的导联方式，在人体表面特定部位记录体表心电图。临床心电图波形曲线通常包括被命名为波与间期的两大部分，波的作用在于检测它的“高度或深度”，即振幅；间期属于测量时间，以解释激动传导方面的快慢；心电图被命名为“段”的部分，主要在于能否准确测量其偏离等电位所产生的下降或抬高。不同导联所记录的心电图，其波形有差异，但都包含几个基本的波形，即心脏每次兴奋过程中都会相继出现一个 P 波、一个 QRS 波群和一个 T 波。正常成人的心电图如图 3-1 所示。正常成人心电图的测值范围见表 3-1。

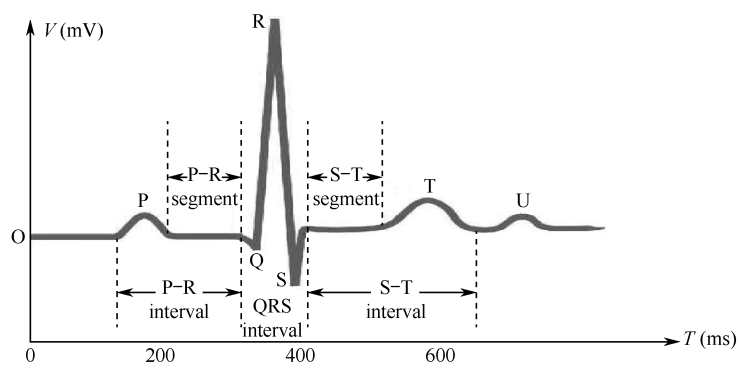


图 3-1 正常成人的心电图

表 3-1 正常成人心电图的测值范围

项目		标准肢导联	加压肢导联	胸部导联
P 波	方向	I 直立	aVR 倒置	V <sub>1-2</sub> 直立、双相
		II 直立	aVL 直立、双相	平坦或倒置
		III直立、双相	平坦或倒置	V <sub>3-6</sub> 直立
		平坦或倒置	aVF 直立	
	振幅		<0.25mV	<0.20mV
时间		≤0.11s		
P-R 间期			0.12~0.20s	
Q 波	振幅	深度小于同导联 R 波 1/4 或<0.2mV，aVR 例外，可呈 Qr 波		
	时间	<0.04s		
R 波	振幅	<1.5mV	RaVR	RV <sub>1</sub> <0.7mV
			RaVL	RV <sub>5</sub> <2.5mV
			RaVF	RV <sub>1</sub> +SV <sub>5</sub> <1.2mV
			RV <sub>5</sub> +SV <sub>1</sub> <4.0mV（男），RV <sub>5</sub> +SV <sub>1</sub> <3.5mV（女）	
S 波	波形	V <sub>1-2</sub> 呈 rS 或 QS 型，V <sub>3-4</sub> 呈 RS 型，V <sub>5-6</sub> 呈 qRs、Rs、qR 或 R		
		QRS 波时限：0.06~0.11s		
S-T 段		抬高 0.1mV		V <sub>1-2</sub> ≤0.2Mv,V <sub>3</sub> ≤0.3mV
		下降<0.05mV		V <sub>4-6</sub> ≤0.1mV
T 波	方向	I 直立	aVR 倒置	
		II 直立	aVL 直立、双相	V <sub>1-2</sub> 直立、双相
		III直立、双相	平坦或倒置	平坦或倒置
		平坦或倒置	aVF 直立、双相	V <sub>3-6</sub> 直立
	振幅		大于同导联 R 波 1/10	

续表

项目		标准肢导联	加压肢导联	胸部导联
U 波	方向		与 T 波基本一致	
	振幅		0.05~0.2mV	
	时间		0.09~0.34s	

各波段异常时的基本诊断价值:

(1) P 波。P 波时间、电压超过正常范围可提示左心房、右心房增大,或者是存在房内传导阻滞。

(2) P-R 间期。检测 P 波起点到 QRS 波群起点的时间,包括激动经过结间束和房室交界的时间。测量此间期可表明心房除极开始至心室除极开始的时间。P-R 间期延长可表明房室传导阻滞;P-R 间期缩短而 P 波形态正常,多见于预激综合症的病例。各年龄组正常 P-R 间期心率的最高值见表 3-2。

表 3-2 各年龄组正常 P-R 间期心率的最高值

心率(次/min)	<70	71~90	91~110	111~130	>130
成年人	0.2	0.19	0.18	0.17	0.16
14~17 岁	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15
7~13 岁	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14
1.5~6 岁	0.17	0.16	0.15	0.14	0.135
<1.5 岁	0.06	0.15	0.145	0.135	0.125

(3) S-T 段。S-T 段代表从心室除极结束到心室复极开始的时间,出现 S-T 段下移,多由于心肌损害或缺血缺氧所致,应结合 S-T 段形态改变来解释(见图 3-2)。如果 S-T 抬高超过正常标准,并且呈弓背向上,可提示急性心肌梗死;多导联的 S-T 段抬高并伴呈弓背向下,有可能是由急性心包炎所致。S-T 段时限范围为 0.05~0.25s,明显延长时可为低钙血症,明显缩短时可为高钙血症。

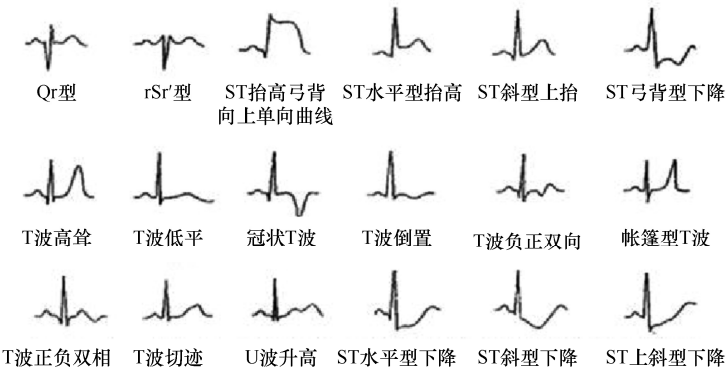


图 3-2 S-T 段抬高与下降的各种形态特征

(4) T 波。T 波代表心室肌复极化电位变化，波形平滑、宽大，升降两支均不对称，向上时升支比降支略长。当 T 波电压低于同导联 R 波的 1/10 时，称为 T 波低平；T 波电压等于或接近等电位线，称为 T 波平坦。T 波出现低平或倒置可表示心肌损害、心肌缺血或低钾血症；T 波轻度增高的临床意义不大；如果呈现显著的增高和顶端为“帐篷”状高耸，可提示高钾血症，需结合临床和检验进一步证实。

(5) Q-T 或 Q-Tc 间期。Q-T 间期代表心室除极化开始和复极化结束的时间。为了消除不同心率 Q-T 测量的影响，可采用校正后的测量值 Q-Tc。

Q-T 或 Q-Tc 间期延长时，主要见于心肌损害、心肌缺血、低钙血症、心脏增大以及使用抗心律失常药物的影响等；Q-T 或 Q-Tc 间期缩短时，可见于高钾血症、高钙血症以及使用洋地黄类药物时的毒性作用。

### 3.2.3 呼吸系统

#### 3.2.3.1 呼吸及动脉血氧饱和度

呼吸是维持机体新陈代谢和其他功能活动所必需的基本生理过程之一，机体通过呼吸不断地从外界摄取氧气，并将二氧化碳排出体外，生理学把机体与外界环境之间的气体交换过程称为呼吸。人体的呼吸过程包括三个同时进行而又相互连续的环节，即外呼吸、气体在血液中的运输和内呼吸。肺内的气体通过呼吸运动经呼吸道与空气进行交换，称为肺通气；经过肺部的血液与肺内气体交换，称为肺换气；肺通气和肺换气合称为外呼吸，即血液与空气之间的气体交换。体内组织细胞通过组织液与血液进行的气体交换称为组织换气，与细胞内物质氧化过程合称为内呼吸及血液与组织之间的气体交换。外呼吸和内呼吸之间必不可少的环节就是气体在血液中的运输。在机体内，呼吸功能和心血管系统是密切相关的，循环功能的变化对呼吸功能有着重要影响。

机体内气体交换是以扩散方式进行的。两个区域之间的分压差是气体交换的动力，分压差越大则扩散越快。在肺部，肺泡中的氧分压（13.57kPa）大于静脉血氧分压（5.32kPa），分压差达 8.25kPa，因此，氧由肺泡向血液扩散；二氧化碳在肺泡中的分压（5.32kPa）小于静脉血（6.12kPa），推动扩散的分压差为 0.8kPa，使二氧化碳由血液向肺泡扩散，形成肺换气，在此静脉血变成动脉血。组织中，动脉血氧分压（13.30kPa）大于组织（3.99kPa），分压差 9.3kPa，因此，氧由血液向组织扩散；动脉血二氧化碳分压（5.32kPa）小于组织（6.65kPa），分压差 1.33kPa，二氧化碳由组织向血液扩散，形成组织换气，使动脉血又转换成静脉血。



氧和二氧化碳在血液中以两种形式存在：一是物理溶解状态；二是与血液中的血红蛋白形成氧合血红蛋白。每 100mL 血液所能容纳的总氧量称为血氧容量，实际容纳的氧量称为血氧含量，血氧含量与血氧容量之比即为血氧饱和度。血氧饱和度反映血红蛋白和氧结合的程度，它受动脉血氧分压的影响。血氧分压高，血氧饱和度高；血氧分压低，血氧饱和度低。

3.2.3.2 湿热环境下的氧耗变化

热环境中，无论人体处于安静状态还是劳动状态，机体新陈代谢均有不同程度地提高，耗氧量的增加促进机体通过增强呼吸和循环功能提高肺通气量和心输出量，以取得更多的氧。在热应激初期，首先升高的是潮气量而非呼吸频率，肺通气量增加，肺部获得了更多的氧，呼吸加深又使得参与气体交换的肺泡增多；同时，热应激使机体心率和每搏输出量增加，心输出量亦增加，心脏功能代偿性增强，肺部血液供应充分。图 3-3 所示为气体交换示意图，静脉血通过肺毛细血管与肺泡进行气体交换，结合更多的氧并释放代谢产物二氧化碳，使静脉血变成动脉血流回至左心房，再由左心室射出进入主动脉，逐级将氧以氧合血红蛋白的形式送往机体各处组织。此阶段动脉血氧分压无显著变化，人体血氧饱和度正常。

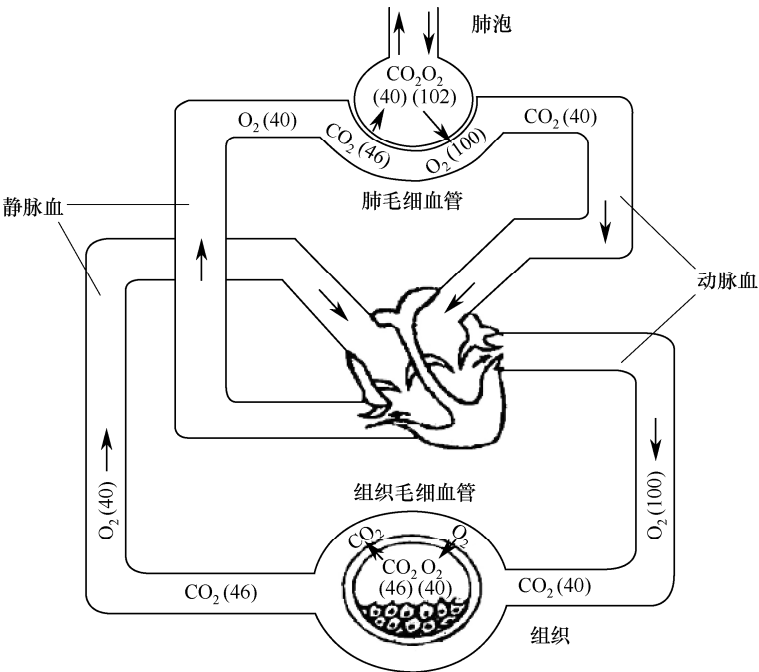


图 3-3 气体交换示意图

在机体组织中，氧合血红蛋白需经过解离后才能对组织供氧。图 3-4 所示为氧解离曲线及其影响因素。由图 3-4 可见，体温升高导致氧离曲线右移，氧合血红蛋白亲和力下降，有利于氧与血红蛋白的解离，释放出更多的氧供给组织细胞进行新陈代谢。即机体处于热应激初期时呼吸加深，心率加快，机体通过增强心肺功能为代谢提供足够的氧，血氧饱和度处于正常范围。

当环境热强度进一步提高时，热应激加深，呼吸不仅加深而且频率加快，二氧化碳排出量增加，动脉血二氧化碳分压下降，pH 值升高，造成呼吸性碱中毒；同时，严重的热负荷迫使心脏失代偿，心率超过 170 次/min 后，心室充盈时间明显缩短，充盈量减少，心输出量亦明显减少；肺部因血管交感神经分布密度较小，张力较低，血流量变化较小。尽管过度通气呈现低二氧化碳高氧现象，由于氧离曲线上端比较平坦，氧分压变化对血氧饱和度的影响不大，因此，即使吸入气或肺泡氧分压有所变化，只要氧分压不低于 80kPa，血氧饱和度就能保持正常值。

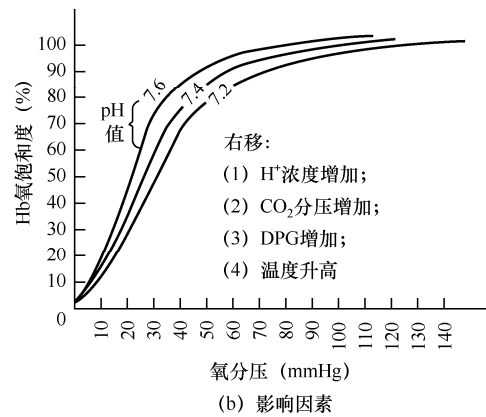
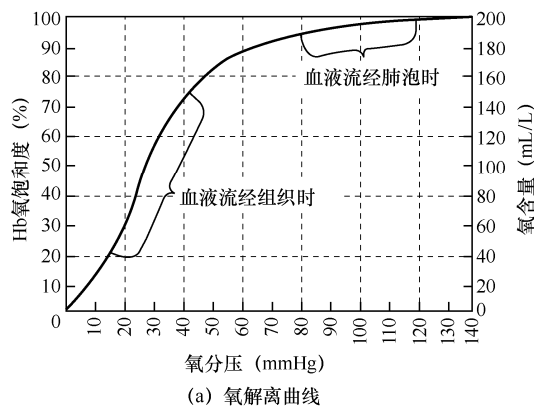


图 3-4 氧解离曲线 (a) 及其影响因素 (b)  
(注：1mmHg $\approx$ 133.3Pa)

在机体组织中,由于心输出量的减少和机体散热需要所引起的皮肤血流量显著增加,导致组织血流量减少,动脉血携带的氧合血红蛋白总量减少。并且由于二氧化碳分压的降低使氧离曲线左移,氧合血红蛋白亲和力异常增强,氧释放困难,往复循环后肺换气与气体交换之间形成负平衡,呼出气体中氧开始增多,最终造成机体供氧不足。这种由于动脉供血不足引起的缺氧称为循环性缺氧。此阶段单位容积血液血红蛋白氧含量和氧容量均正常,动脉血氧分压正常,血氧饱和度也基本正常。

机体热应激加深时,会出现呼吸性碱中毒、组织缺氧及心脏功能失代偿等现象,并伴随有呼吸急促、胸闷心悸、呕吐抽搐和四肢麻木等不适症状。

### 3.2.4 热代谢

人体内环境存在产热与散热两个相互矛盾的生理过程,在中枢神经系统调节下,这两个过程相互联系、相互制约以使体内热量动态平衡,这个不断进行着的产热与散热过程就是人体热代谢。热代谢的生理功能就在于调节体热平衡,热代谢与能量代谢同样重要。能量代谢是维持生命活动所必需的,而热代谢则是保证生命活动所必需的体温恒定。

极端热环境下人体热平衡主要是在神经系统调节下,通过辐射、对流和蒸发与周围环境进行热交换来实现的。这涉及两个系统:一是受控系统,机体外皮肤层内的血管作用使机体产生的热量由体内向皮肤表面传送,然后再由皮肤表面向环境发散,主要通过辐射、对流和蒸发在体表与环境之间进行热交换;二是调节系统,神经-内分泌系统调节皮肤血流量、出汗速度等体温调节机能。

#### 3.2.4.1 热平衡

机体的产热是体内各器官进行新陈代谢的结果,体内能量代谢不断进行,热量也不断产生;同时,人体也会通过对流、辐射和汗液蒸发从环境中获得或失掉热量;此外,人体还从事着不同强度的活动,对外输出机械功,散失掉一部分热量。在正常生理情况下,机体的产热与散热两个过程总是维持着动态平衡,以使体温保持在一个相对稳定的水平上。在高温环境下,人体产热量大于散热量,体内蓄热。根据这一基础建立人体与环境间热交换典型热平衡公式:

$$S = M - W \pm R \pm C - E \quad (3-1)$$

式中  $S$ ——人体蓄热率,  $W/m^2$ ;

$M$ ——人体能量代谢率,  $W/m^2$ ;

$W$ ——人体所做机械功,  $W/m^2$ ;

$R$ ——人体与环境之间的辐射换热量,  $W/m^2$ ;

$C$ ——人体与环境之间的对流换热量,  $W/m^2$ ;

$E$ ——皮肤蒸发换热量和呼吸道蒸发换热量,  $W/m^2$ 。

以上各量均以人体单位表面积的产生和散热表示。

裸体皮肤表面积用 Dubois 公式计算：

$$A_D = 0.202 m_b^{0.425} H^{0.725}$$

式中  $A_D$ ——人体皮肤表面积， $m^2$ ；

$m_b$ ——体重，kg；

$H$ ——身高，m。

### 1. 能量代谢

人体能量代谢率是热平衡方程中的主要得热项。国际标准化组织 ISO 8996 给出的能量代谢率  $M$  (Metabolic rate) 计算公式如下：

$$M = (0.23 R_Q + 0.77) \times 5.88 \times \frac{V_{O_2}}{A_D} \quad (3-2)$$

式中  $R_Q$ ——呼吸熵，单位时间内呼出二氧化碳和吸入氧气摩尔比；

$V_{O_2}$ —— $0^\circ\text{C}$ 、 $101.325\text{kPa}$  条件下单位时间内消耗的氧气体积，L/h。

能量代谢率的测定有直接和间接两种方法。直接测定法是设法直接测定人体在某一时间段内所放出的热量。直接测定法所需仪器、设备笨重、复杂，控制实验室的环境条件很困难，测定时间长，很难推广应用。现在常用的是间接测定法，其原理是测定人体单位时间内的耗氧量，再根据物质氧化过程中的定比关系进行能量代谢率的测算。机体在同一时间内产生的二氧化碳量与消耗的氧气量比值称为呼吸熵。不同物质在体内氧化时，产生的二氧化碳量和消耗的氧气量比值不相同。一般情况下，人进食混合物时，呼吸熵约为 0.85；而人在清醒、安静、空腹的基础状态下时，呼吸熵大约为 0.82。耗氧量可用实验方式确定，一般成年人在静止状态下耗氧量约为  $0.25\text{L/min}$ ，轻体力劳动时约为  $0.5\text{L/min}$ ，中等体力劳动为  $0.5 \sim 1.0\text{L/min}$ ，重体力劳动时为  $1.0 \sim 2.0\text{L/min}$ 。在短时间剧烈运动时刻上升到  $3.0\text{L/min}$ ，某些运动员可达  $4.0 \sim 5.0\text{L/min}$ 。

通常采用闭合式测定法测定机体在一定时间内的耗氧量与二氧化碳产量。受试者通过面罩呼吸一个密闭容器中的氧气，呼出的二氧化碳由装在气体回路中的二氧化碳吸收剂吸收。根据容器中氧气的减少量计算耗氧量，根据实验前后二氧化碳吸收剂质量差计算二氧化碳产量。

人在清醒时，为了维持心跳、呼吸及其他一些基本的生理活动，即使不进行任何工作，也必须有一个最基本的能量代谢，该代谢称为基础代谢。中国人的正常基础代谢率平均值见表 3-3。当人们从事某种活动时，能量代谢率会在基础代谢率的水平上增加。影响实际代谢率的因素非常多，如肌肉活动、精神活动、环境温度、食物的特殊动力效应等。不同活动类型下的人体能量代谢率见表 3-4。

表 3-3 中国人的正常基础代谢率平均值 (W/m<sup>2</sup>)

年 龄	11~15 岁	16~17 岁	18~19 岁	20~30 岁	31~40 岁	41~50 岁	>51 岁
男 性	54.3	53.7	46.2	43.8	44.1	42.8	41.4
女 性	47.9	50.5	42.8	40.7	40. 8	39.6	38.5

表 3-4 不同活动类型下的人体能量代谢率 (W/m<sup>2</sup>)

活动类型	人体能量代谢率	活动类型	人体能量代谢率
睡 眠	40	驾驶载重车	185
躺 着	46	跳交际舞	140~255
静 坐	58.2	体操训练	174~235
站着休息	70	打网球	210~270
炊 事	94~115	步行, 0.9m/s	115
修理灯具, 家务	154.6	步行, 1.2m/s	150
在办公室静坐阅读	55	步行, 1.8m/s	220
在办公室打字	65	跑步, 2.37m/s	366
站着整理文档	80	下楼	233
站着, 偶尔走动	123	上楼	707

2. 机械功

机械功的物理意义是作用力与力作用方向上位移的乘积。人在从事许多运动或工作时尽管感到很费力, 消耗的能量也很多, 却往往因为在力的作用方向上没有位移而没有做功, 机体所消耗的能量绝大部分甚至全部转化成体内发热。定义人的机械效率  $\eta$  (%) 为机械功  $W$  占能量代谢率  $M$  的百分比:

$$W = \eta M \tag{3-3}$$

经过研究和实测发现, 即使人在做有效机械功时, 其机械效率也是极低的。对于大多数活动来说, 人体的机械效率几乎为 0, 很少超过 20%。人体活动的机械效率见表 3-5。

表 3-5 人体活动的机械效率 (%)

活动强度	机械效率 $\eta$	活动强度	机械效率 $\eta$
静 坐	0	步行上山, 坡度 5%, 速度 4km/h	10
安静站立	0	步行上山, 坡度 15%, 速度 4km/h	20
一般办公室工作	0	轻工业劳动 (汽车修理、钳工)	10
站着从事轻工作	0	重手工劳动 (挖土、铲土)	10
在平地上步行	0		

3. 辐射换热量

辐射热交换是机体以辐射发散的方式与环境进行的热交换。当周围物体表面

温度低于体表温度时, 体表就以辐射方式向周围物体表面散热; 当周围物体表面温度等于体表温度时, 辐射热交换量等于零; 当周围物体表面温度高于体表温度时, 机体将从物体表面吸热。人体与环境辐射热交换只是交换热能。人体辐射散热量和得热量的大小取决于热源的辐射强度, 皮肤温度及其辐射换热系数, 周围物体表面温度及其辐射换热系数, 以及人体有效辐射表面积的大小, 其中皮肤温度所起的作用是主要的。

人体与环境壁面的辐射换热  $R$  遵循斯忒藩-玻尔兹曼定律:

$$R = A_{\text{eff}} \varepsilon \delta (T_{\text{cl}}^4 - T_{\text{mrt}}^4) / A_D \quad (3-4)$$

式中  $A_{\text{eff}}$ ——着装人体有效辐射面积,  $\text{m}^2$ :

$$A_{\text{eff}} = f_{\text{eff}} f_{\text{cl}} A_D$$

$f_{\text{eff}}$ ——有效辐射面积系数, 即着装人体有效辐射面积与总外表面积之比, 其值由实验测定, 对于坐姿的人取 0.696, 对于站姿的人取 0.725; 如果用于粗略计算, 无论是坐姿还是站姿, 可取  $f_{\text{eff}}=0.71$ ;

$f_{\text{cl}}$ ——服装面积系数, 即着装人体的表面积与裸体表面积之比, 其值亦由实验测定, 由于服装样式的千变万化, 很难获得关于服装面积系数的详尽资料, 对于一般的服装, 其服装面积系数对于坐姿的人  $f_{\text{cl}}=1.11\pm0.03$ , 对于站姿的人  $f_{\text{cl}}=1.19\pm0.03$ ;

$\varepsilon$ ——着装人体外表平均辐射系数, 人体皮肤的辐射系数近似等于 1.0, 而大多数服装的辐射系数近似等于 0.95, 所以在一般的辐射换热计算中, 可取皮肤与服装的辐射系数平均值,  $\varepsilon=0.97$ ;

$\delta$ ——斯忒藩-玻尔兹曼常数,  $5.67\times10^{-8}\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}^4)$ ;

$T_{\text{cl}}$ ——着装人体外表平均温度,  $^\circ\text{C}$ ;

$T_{\text{mrt}}$ ——环境的平均辐射温度,  $^\circ\text{C}$ 。

将各值代入式 (3-4) 得到应用计算公式:

$$R = 3.9\times10^{-8} f_{\text{cl}} (T_{\text{cl}}^4 - T_{\text{mrt}}^4)$$

#### 4. 对流换热热量

对流热交换是机体体表与环境之间进行的热交换, 主要取决于人体表面皮肤温度、人体形状、表面特征和大小、气温及吹向体表的气流速度。当皮肤温度高于气流温度时, 与皮肤黏附的空气层很快被加热上升, 周围较冷的空气随之补入, 形成空气对流, 起到散热作用; 反之, 皮肤则因接触周围的热气流而被加热, 对流得热。对流散热量与得热量的大小, 主要取决于皮肤温度与周围环境空气温度差和气流速度。温差越大, 对流散热或得热就越多。当皮肤温度接近或等于周围环境空气温度时, 对流热交换量几乎等于零。呼吸时人体亦与

其环境进行对流热交换。事实上,由呼吸调节的对流热交换约为能量代谢的1%,其作用甚小。

人体与环境对流热交换的计算公式:

$$C = f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \quad (3-5)$$

式中  $h_c$ ——对流换热系数,  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;

$t_{cl}$ ——人体外表平均温度,  $^\circ C$ ;

$t_a$ ——人体周围空气温度,  $^\circ C$ 。

人从饮食中获得的水分中有相当大的一部分是经过呼吸道和皮肤散失的。水分从这两条途径散失的同时,从人体带走一定热量,即蒸发散热。蒸发热损失可分为两部分:一部分是呼吸造成的潜热损失  $E_{res}$  ( $W/m^2$ ) 和显热损失  $C_{res}$  ( $W/m^2$ );另一部分是皮肤显性出汗蒸发热损失  $E_{rsW}$  ( $W/m^2$ ) 和皮肤隐性出汗造成的皮肤扩散蒸发热损失  $E_{dif}$  ( $W/m^2$ ), 总蒸发散热量公式为:

$$E = E_{res} + C_{res} + E_{rsW} + E_{dif}$$

$$E_{res} = 0.0173M(5.867 - p_a) \quad (3-6)$$

$$C_{res} = 0.0014M(34 - t_a) \quad (3-7)$$

$$E_{rsW} = 0.42(M - W - 58.2) \quad (3-8)$$

$$E_{dif} = 0.06(E_{max} - E_{rsW}) \quad (3-9)$$

式中  $E_{max}$ ——裸体最大可能蒸发散热量,  $W/m^2$ :

$$E_{max} = 2.72v^{0.37}(p_s - p_a)$$

$v$ ——风速,  $m/s$ ;

$p_s$ ——皮肤表面饱和水蒸气分压,  $kPa$ ;

$p_a$ ——空气中水蒸气分压,  $kPa$ 。

## 5. 蒸发换热量

体力劳动时,由于产热量增加,机体为了调节体热平衡,必然要增加散热量。但当环境温度为  $10 \sim 35^\circ C$  时,机体的辐射与对流散热量只占产热量的  $5.3\% \sim 6.3\%$ ,需要靠出汗蒸发散热量,以补充非蒸发散热的不足,适应体热平衡的需要,因此劳动时出汗量比安静时显著增加。在高温环境下影响体表汗液蒸发能力的因素是生理饱和差和风速。提高汗液蒸发效率的主要措施是降低湿度,以提高生理饱和差,或提高风速。

皮肤表面出汗蒸发散热是人类在热环境中赖以生存的最有效方法。蒸发散热量是反映人体热负荷最好的生理指标。有学者选定  $18 \sim 20g/min$  作为普通身材者的最大出汗量,把它当作热应激反应的上限。在极热的环境里测得的短时间内全身最大出汗量为  $20 \sim 30g/min$ 。有报道的最高出汗量可达  $12L/4h$ ,甚至高达  $4.2L/h$ 。如此剧烈地出汗,汗腺很快就会出现疲劳。对于中等强度的体力

劳动,允许的最大出汗率是 1L/h,工作日结束时,体重下降不应超过人体体重的 1.5%。

## 6. 蓄热率

蓄热率  $S$  (heat storage rate) 是单位时间人体内蓄存的热量,计算公式为:

$$S = \frac{0.32mc_p(T_f - T_i)}{tA_D} \quad (3-10)$$

式中  $m$ ——身体质量, kg;

$c_p$ ——人体比热, 3.475kJ/(kg · °C);

$T_i$ ——起始时身体平均温度, °C;

$T_f$ ——终了时身体平均温度, °C;

$t$ ——热暴露时间, h。

在正常生理情况下,机体的产热与散热两个过程总是维持着动态平衡,以使体温保持在一个相对稳定的水平上。如果产热量大于散热量,则体内蓄热,体温升高。中等身材的人,体内蓄积 237.4kJ 的热量时,体温升高 1°C 左右。高温作业过程中,人体除连续接受作业环境的热作用外,主要是劳动代谢产热增多,以致总热负荷量大于散热量,体温随着蓄热量的大小而不同程度升高,当蓄热量大于 294kJ 时,就有可能出现体温过高。

### 3.2.4.2 体温及体温调节

在高温环境中,人体的体温调节功能受气象条件和气流方式对体表的影响,经血液循环加热全身。体力劳动时,随劳动强度的增加和劳动时间的延长,代谢产热不断增加。这些内外环境的热负荷使机体获热。当核心血液温度增高时,热敏感的下丘脑神经元发放冲动增加,导致皮肤血管扩张,皮肤出汗。大量血液携带热量由内脏流向体表,热量在皮肤通过对流和蒸发散发出去,以维持正常体温。若环境温度高于皮肤温度,则机体只能通过蒸发途径散除体内的代谢产热、辐射和对流得热;湿热环境会降低蒸发散热的效率,当环境受热和劳动代谢产热明显超过散热时,机体就会产生热蓄积,体温上升并稳定在较高的调定点上(核心温度 39°C),此时机体处于高度的热应激状态。如果热暴露是间断的,体内蓄热可在间期内散发出去从而缓解热应激;若蓄热过量,超过体温调节的能力,则会出现过热而发生中暑。

体温升高并不是无限度的。体温升高对机体的影响是多方面的,在一定限度内的发热是机体抵抗疾病的生理性防御反应。此时白细胞增多,抗体生成活跃,肝脏的解毒功能增强。发热时物质代谢速度加快,能使人的抵抗力提高。但又要看到发热不利的一面,即体温过高会加重心血管系统的负担,使得该系统的代偿功能失调,发生循环衰竭,使机体的散热机制遭到破坏,体温进一步升高。体温



升高会过度刺激下丘脑,使散热中枢疲劳,散热减少,导致体温进一步上升。同时,体温过高还会使代谢率增高,产热增多,形成过多的蓄热而损害血管收缩中枢,导致休克和外周血管收缩,造成更大的散热障碍。由此可见,机体内蓄积的热量不能充分散去是引起体温过高的主要原因。尤其在高温高湿作业环境中,人体内环境可能由于能量代谢的增高、辐射得热和对流得热出现严重蓄热,而此时散热的唯一途径蒸发散热又由于生理饱和差甚小而极端困难,机体虽然大量出汗却因汗液无法有效蒸发而持续蓄热,无法散失的热量会致使机体核心温度升高,直至造成热衰竭。

通常所说的人体温度包括人体核心温度、皮肤平均温度及身体平均温度。人体的核心体温也称深部体温,严格概念上是指下丘脑灌流血液的温度。人和高等动物都具有恒定的体温,不因外界气温的变化或人体活动情况的不同而产生显著的变化。体温的维持依赖于体内不断进行的新陈代谢所产生的热量,而体温恒定又是机体新陈代谢及一切生命活动正常进行的必要条件。从人体皮肤向内到某一深层开始作为人体核心,核心温度并没有非常明确的严格定义,由于体内各器官代谢水平及散热条件不同,各部分的体温是不完全相同的。肝脏代谢旺盛,产热较多,温度接近  $38^{\circ}\text{C}$ ,在全身最高;脑次之;肾脏、胰腺、十二指肠等稍低;直肠最低。

实际测定中,由于深部体温难以测量,通常可以测定人的中耳、食道、直肠三个部位。直肠温度相对于中耳和食道温度来说,测量更为方便,使用更广泛一些。一般来说,直肠温度等于人脑温度,比食道温度高  $0.6^{\circ}\text{C}$ ,为方便起见,常用直肠温度来表示人体核心温度。核心温度必须保持在很窄的范围内,约为  $(37\pm 2)^{\circ}\text{C}$ 。一般认为核心体温  $39^{\circ}\text{C}$  是高温作业工人生理应激的上限。

医学上通常还测定口腔温度和腋窝温度,因为这两种温度的测定更为方便。但口腔温度很容易受到外界干扰的影响而失真,如用口呼吸、喝冷热饮料等,所以必须在停止进食一定时间后再测量。口腔温度与直肠温度的关系为直肠温度等于口腔温度加  $0.4^{\circ}\text{C}$ 。在热环境中直肠温度的升高值是环境温度和劳动强度的函数。

皮肤温度与核心温度相比可在较大的范围内变化。皮肤在身体表面,散热条件好,因此皮肤温度一般都低于核心温度,由于外界条件的不同,其可在  $20\sim 40^{\circ}\text{C}$  之间变化,在热平衡条件下,人体皮肤平均温度为  $33.7\sim 34.0^{\circ}\text{C}$ 。另外,人体各不同部位的皮肤温度也有较明显的差异。皮肤温度在研究人体与环境的热交换中具有很重要的意义,它直接影响着人体的显热散热量。确定皮肤平均温度可通过测试人体胸部、上臂、大腿以及小腿的皮肤温度,按照权重系数 0.3、0.3、0.2 和 0.2 进行加权平均。

身体平均温度不是一个实际测定的温度，通常采用对人体核心温度及皮肤平均温度的加权计算得出。这一温度和人体热平衡公式中计算人体蓄热率时用到的身体平均温度是同一概念。

### 3.2.4.3 湿热环境下的热代谢

人在湿热环境下劳动或生活，身体虽然大量出汗，汗珠却覆盖在体表或黏附在衣裳上，起不到有效蒸发散热的作用，往往使人感到闷热难受，导致生理上热代谢紧张。湿热环境下人体出汗速度增高的原因，有人认为是湿热环境下人体的生理饱和差（皮肤表面皮肤温度下的饱和水蒸气分压力与空气中水蒸气分压力之差）过小，若风速又过低，汗液不易蒸发，散热困难，体内蓄热，于是湿热对散热中枢施以强烈的刺激，其结果是汗液分泌速度增加，出现大量出汗。也有人认为，湿热环境下大量出汗，汗液因难以蒸发而覆盖于体表，以致皮肤潮湿度增高，皮肤角质层因浸汗而膨胀，阻碍汗腺毛孔的正常作用，使出汗增多。在湿热环境，只有增加风速，提高有效蒸发率，促进蒸发散热，才能减少出汗。许多学者已证明湿热环境下的生理反应明显大于干热环境。高温高湿环境下受热，汗液蒸发受阻，体表散热困难，肛温上升的同时，皮肤温度亦剧烈升高，两个温度相互接近，体内外温差减小，代谢热向外放散减少，体内蓄热增加，心率增加，每次心搏所释放的氧的效率却最低，血液循环高度紧张，这时汗液蒸发受阻起主要作用。湿热环境下体温反应较为迟缓，心率能较好地反映湿热应激时机体的生理状态。

## 3.2.5 水盐代谢

### 3.2.5.1 水盐代谢及水盐平衡调节

水盐代谢的平衡对维持正常生命活动起着极重要的作用，水盐代谢失衡会导致机体的机能障碍，严重时威胁生命。机体丧失体重 2% 以上的水分即为脱水，此时出现口渴的感觉。如失水超过体重的 6%，就会出现剧烈口渴、尿少、软弱无力及体温升高。若失水超过体重 15% 可导致昏迷，甚至死亡。体内水盐平衡调节是个很复杂的过程，有神经因素与体液因素的共同参与。体内水的含量随钠的含量而异，体内钠含量增加引起水含量增加，故体液调节的核心在于钠含量的调节。肾脏是控制钠、水排出的器官，因此它是水盐平衡的重要调节器官。在高温环境中肾脏本身的机能会发生改变。在干球温度 50℃ 下肾血流减少 39%，在干球温度 40℃ 与相对湿度 50% 的条件下肾血流减少 25%。肾血流的减少会引起肾素分泌增加，血浆中 AII 浓度随之增加，刺激渴觉中枢兴奋，引起饮水量增加，从而使机体在高温下水盐平衡得以维持。

### 3.2.5.2 湿热环境下的水盐代谢

在热湿环境中劳动时，一方面由于骨骼肌活动增强，产热量增加；另一方面由于环境温度湿度高，体热不易发散，于是体内热蓄积，导致体温升高。体温升高兴奋下丘脑内散热中枢，出现一系列散热反应，其中最明显、最重要的是发汗，通过汗液的蒸发来调节体温。大量发汗会损失水分与电解质，损失过多时会导致水盐代谢障碍，反过来影响体温调节功能。

高温环境中体温调节主要靠汗液蒸发。蒸发 1g 汗液可散失 2.41kJ 热量。若发汗 4000g，则可散热 9955.2kJ。发汗量取决于汗腺活动强度及活动汗腺数量，而汗腺数量有较大个体差异。汗腺分泌速度越快，越易出现疲劳。若发汗速度为 750mL/h，至少可持续 7h 不发生疲劳；若为 2000mL，可持续 5h；若为 4000mL，则只能维持很短的时间。大量发汗会引起水分与盐的丢失，影响体内环境的相对稳定，必须及时补充，否则脱水缺盐会导致严重后果。关于热湿环境作业人员补水补盐的问题，学者们进行了广泛研究。可根据口渴要求自由饮水，在大量发汗情况下不可一次饮入大量水分，以免稀释细胞体液而导致水肿。

当发汗量在 5L 以上时，补充发汗量 60%~80% 的水分即可满足需要，否则不但无益，反会增加消化道负担，同时易出现疲劳。NaCl 补充主要取决于汗液损失量、作业人员饮食习惯及是否热习服。每个工作日发汗量在 4L 以下，从食物中补充盐分即可；若大于 6L，就需在饮料中加入少量食盐，浓度以 0.2% 为宜。

## 3.2.6 能量代谢

### 3.2.6.1 能量代谢及其影响因素

生物体内物质代谢过程中伴随的能量释放、转移和利用等，称为能量代谢。人体能量代谢受诸多因素的影响，如体力负荷、环境温度、饮食结构和精神活动等。高温环境对人体的能量代谢，特别是基础代谢可发生影响。人体在 40℃ 环境下安静受热 2h，在开始的 15~30min 体内代谢产热量升高较快，比受热前升高 11%~17%。随后有的受热者产热量停留在这个水平不再升高，有的产热量继续缓慢升高，比受热前升高 22%。停止受热后，产热量则逐渐下降，20min 后可降至受热前水平。在 20~30℃ 气温下，人体的能量代谢最稳定；低于 20℃ 时，机体通过寒战、肌肉紧张度增强等保暖机制使代谢率升高；低于 10℃ 时，代谢率会显著增加。人体在气温下降时代谢亢进是一种有益的适应机理，表明机体对气温改变具有适应调节的能力。当环境温度高于体温后，代谢率会增加；当环境温度继续升高，机体散热减少致使体温升高时的代谢亢进，是体温调节

障碍的表现。

体力劳动对能量代谢的影响最为明显。任何轻微的体力活动都可以提高代谢率，强烈的运动或劳动时，产热量可超过安静状态下产热量的许多倍。美国政府及工业卫生协会（American Conference of Governmental Industrial Hygienists, ACGIH）根据能量代谢率对劳动强度等级进行了划分，见表 3-6。

表 3-6 劳动强度分级与能量代谢率

等 级	能量代谢率 $M$ ( $\text{W}/\text{m}^2$ )	举 例
极 轻	$M \leq 65$	休 息
轻	$65 < M \leq 130$	坐姿：轻手工作业（书写、打字、绘画、缝纫、记账），手和臂的劳动（小修理工具、材料的检验、组装或分类），臂和腿的劳动（正常情况下，驾驶车辆脚踏开关或踏脚）； 立姿：钻孔（小型），碾磨机（小件），绕线圈，小功率工具加工，闲步（速度为 $3.5\text{km/h}$ 以下）
中	$130 < M \leq 200$	手和臂持续动作（敲钉子或填充），臂和腿的工作（卡车、拖拉机或建筑设备等非运输操作），臂和躯干的工作（风动工具操作，拖拉机装配，粉刷，间断搬运中等重物、除草，摘水果和蔬菜）：推或拉轻型独轮或双轮小车，以 $3.5 \sim 5.5\text{km/h}$ 速度行走
重	$200 < M \leq 260$	臂和躯干负荷工作，搬重物、铲、锤锻、锯刨或凿硬木，割草、挖掘，以 $5.5 \sim 7\text{km/h}$ 速度行走，推或拉重型独轮或双轮车，清砂，安装混凝土板块
极 重	$M > 260$	快到极限节律的极强活动，劈砍工作，大强度的挖掘，爬梯，小步急行、奔跑、行走速度超过 $7\text{km/h}$

3.2.6.2 湿热环境下的能量代谢

劳动强度因素与高温高湿因素共同作用会加剧机体的能量代谢，出现严重的热负荷。在常温下（ $18 \sim 22^{\circ}\text{C}$ ）进行重体力劳动时，蓄热量只有  $0.92\text{kJ}/\text{min}$ ；而在  $35^{\circ}\text{C}$  温度下蓄热量可增加至  $5.42\text{kJ}/\text{min}$ ；在  $45^{\circ}\text{C}$  温度下蓄热量则增至  $15.33\text{kJ}/\text{min}$ 。湿热环境下的人体能量代谢主要受环境温度和体力与脑力活动的共同作用。高温作业时，环境温度越高、劳动强度越大、精神紧张程度越高，施与机体的热负荷也越大，体温升高，能量耗量增加。其主要原因是：（1）输送大量血液到体表散热，循环系统负荷增加；（2）人体需要大量出汗蒸发散热，汗腺活动增强，增加能量消耗；（3）体温升高和汗液蒸发使得机体热量大量散失等。此外人体体内时刻进行着复杂的生物化学反应，其反应速度随体温的升高而加快，也会引起耗氧量和能量代谢率升高，在氧耗量增加的同时，心率、呼吸次数、潮气量和每分换气量均亦增加，这与各个生理系统之间的内在联系密切相关。

## 3.3 人体的热调节与热适应

### 3.3.1 人体的热调节

为了有助于了解人体对于热应力的反应，应对人体的热调节系统进行初步的了解。

#### 3.3.1.1 体温调节的基本机理

在人体上遍布着冷热感觉神经，根据所感受到的信息，向大脑发射不同强度的生理脉冲。当环境温度下降时，感冷神经便增强发射的脉冲强度，当环境温度上升时，相应地感热神经增强其发射的脉冲强度，而大脑则有效地平衡这两种信号。如果感热神经发射的信号起主要作用，则体内的冷却系统便发生动作，如多输送一些血液到皮肤上去或（和）增加出汗量，以便从体内多传递一些热量到皮肤表面上去，再经皮肤传给周围的大气；如果感冷神经发射的信号起主要作用，体内则力求减少散热并增加产热，如减少输送到皮肤上去的血液量或（和）减少出汗量。为要多产生一些热量，肌肉便要产生一些不自主的活动，如发抖等。

由于人体内部调节冷热系统的活动取决于冷热感觉神经发射的生理脉冲信号的不平衡度，因此人们的体温并不是恒定在一个定值上，而是根据需要使体内多产些热或多散些热，以便使人体和周围的环境保持某种程度的热平衡。

#### 3.3.1.2 体温的变化

为了阐明体热经传导及血液的对流散发到周围大气中去的情况，必须对一个皮肤单元上的热平衡状态进行研究。设流到单元皮肤上来的血液流量为  $M_b[\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})]$ ，血液的温度为  $t_b$  ( $^{\circ}\text{C}$ )，血液的比热为  $c_{pb}[\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})]$ ，则流到单元皮肤上来的热量为  $M_b c_{pb}(t_b - t_s)$ 。

再设体腔的温度为  $t_c$ ，体内组织的热导率为  $\lambda_B$ ，则从体腔传导到单元皮肤上去的热量  $\lambda_B(t_c - t_s)$ 。

由于周围大气的散热能力为  $R+C+E+G$  ( $R$  为人体辐射散热量， $W$ ； $C$  为人体对流放热量， $W$ ； $E$  为人体汗液蒸发散热量， $W$ ； $G$  为人体导热换热量)，则在热平衡时传到单元皮肤上来的热量应等于单元皮肤上的散热量，即：

$$M_b c_{pb}(t_b - t_s) + \lambda_B(t_c - t_s) = R + C + E + G \quad (3-11)$$

为了便于分析计算，考虑到血液是从体腔内流出来的，可以认为血液的温度

$t_b$  等于体腔的温度  $t_c$ ，在略去传导换热  $G$  后可得：

$$(M_B c_{pb} + \lambda_B)(t_c - t_s) = R + C + E \quad (3-12)$$

由于在井下从事繁重体力劳动的矿工的皮温基本上是稳定的，故可用式 (3-13) 来近似地计算空气温度等于皮温  $t_s$  时的饱和蒸汽分压力  $p_s$ ：

$$p_s = x + y t_s \quad (3-13)$$

式中  $x, y$ ——随  $t_s$  而变的系数。

$$\text{令} \quad M' = M - W - S - Q = R + C + E \quad (3-14a)$$

$$R = 4.39 A_s (t_s - t_r) \quad (3-14b)$$

$$C = A_s \alpha (t_s - t_a) \quad (3-14c)$$

$$E = A_s \omega h_E (p_s - p_a) \quad (3-14d)$$

$$t_s = \frac{M' + h_r t_r + \alpha t_a + \omega h_E p_a - h_E x \omega}{h_r + \alpha + h_E y \omega} \quad (3-15)$$

式中  $A_s$ ——人体皮肤的表面积， $m^2$ ；

$t_s$ ——平均皮肤温度， $^{\circ}C$ ；

$t_r$ ——平均辐射温度， $^{\circ}C$ ；

$t_a$ ——空气的干球温度， $^{\circ}C$ ；

$\omega$ ——人体皮肤的潮湿度；

$h_E$ ——汗液的蒸发换热系数， $W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$ ；

$p_s$ ——温度为  $t_s$  时空气的饱和蒸汽分压力， $kPa$ ；

$p_a$ ——温度为  $t_a$  时空气的蒸汽分压力， $kPa$ ；

$\alpha$ ——对流传热系数， $W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$ 。

因为  $M'$  是人体能量代谢产热量  $M$  和对外做功  $W$  的函数；人体皮肤表面潮湿度  $\omega$  是劳动强度的函数，则从式 (3-15) 可以看到，除了  $M$  和  $W$  外， $t_s$  是环境各因数及各换热系数的函数。也就是说，人体的皮温  $t_s$  是环境热应力的函数。

此外，由式 (3-12) 可得：

$$t_c = t_s + \frac{M'}{M_B c_{pb} + \lambda_B} \quad (3-16)$$

$$K = M_B c_{pb} + \lambda_B \quad (3-17)$$

$$t_c = t_s + \frac{M'}{K} \quad (3-18)$$

当体力劳动强度提高后，人体为了散发更多的热量，在生理调节器官的作用下，血管相应地舒张了，使血液的输送量  $M_B$  得以增加，而且随着代谢量的加大

而继续增大,但增到某一数值(似是最大值)后,血液的流量就无法再增大了。在式(3-17)中, $c_{pb}$ 和 $\lambda_B$ 是常量,所以生理传导系数 $K$ 是血液流量 $M_B$ 的函数。据测定,人们在休息时 $K$ 为 $11\sim 74\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ ,而休息时人体的代谢量约为 $50\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ 。考虑到休息时,人体代谢量中约有10%是经呼吸系统散发出去的,则将 $K$ 值代入式(3-18)后可得:

当 $K$ 为低值时肛温为:

$$t_{re} \approx t_s + 4.0^\circ\text{C} \quad (3-19)$$

当 $K$ 为高值时肛温为:

$$t_{re} \approx t_s + 0.6^\circ\text{C} \quad (3-20)$$

因为正常人的肛温约等于 $36.8^\circ\text{C}$ ,从而可以根据式(3-19)及式(3-20)绘制出人们在休息时的 $t_{re}-t_s$ 的关系曲线(图3-5中的曲线 $a$ )。由于肛温是表征人体热应变的较好的指标,皮温是描述环境热应力的指标,所以可以将 $t_{re}-t_s$ 图看作环境热应力与人体热应变的关系图。劳动量较大时,虽然其影响的因素较多、牵涉面较广,但仍可得到令人满意的结果。当人体单位皮肤面积的能量代谢率 $M=227\text{W}/\text{m}^2$ 时,可得:

$$t_{re} = 0.00528M + 36.4 \quad (3-21)$$

根据式(3-21)可以绘制图3-5中的曲线 $b$ ,其实测值如图中虚线所示,可见它们是很吻合的。

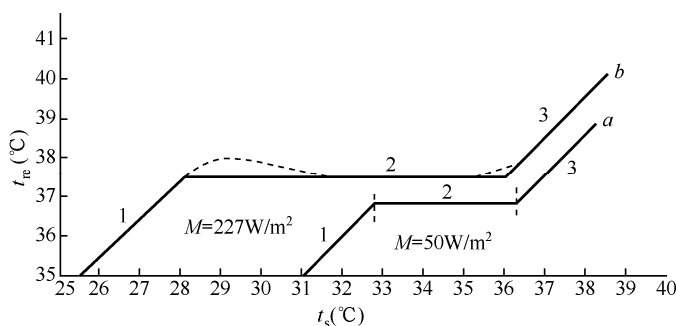


图 3-5 皮温与肛温关系

应该指出,上述的分析是复杂的事物大大简化的结果,尚有待充实和验证。经实践检验后,有可能描绘出各种劳动强度的对应曲线,进而可以从曲线上各点得到其相应的 $t_{re}$ 与 $t_s$ 的概率分布曲线。图3-6中所绘的是正态分布曲线,有些学者认为应是对数正态分布曲线,从而可以定出最高的热应力界限、最佳的空调工况及较适宜的作业环境范围。

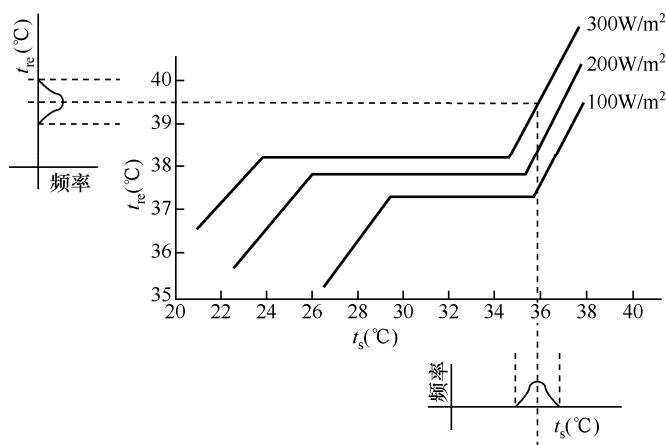


图 3-6 皮温、肛温及其频率分布曲线

由于冷热感觉神经遍布人体整个表面，因此不能简单地根据某一个温度值来计算生理传导系数  $K$ 。实验表明，可以根据体腔温度和皮肤温度加权综合地予以计算。设加权平均综合体温为  $t_z$ ，令：

$$t_z = 0.9t_{re} + 0.1t_s \tag{3-22}$$

如是描述人体热调节的一个尺度， $K$  和  $t_z$  的关系如图 3-7 所示，当  $K$  值低于  $10\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$  时，可以看作是向皮肤增加输送血液的起始点。

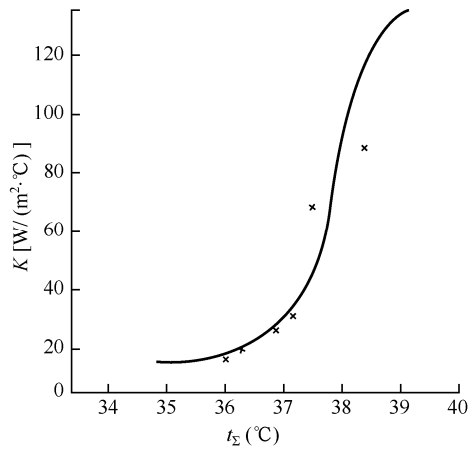


图 3-7 生理传导系数  $K$  与加权平均体温  $t_z$  的关系

3.3.1.3 出汗量

输送到皮肤上去的血液量是很难量测的，但人体的出汗量  $S_r$  却可以简单地根据体重的减少量称量出来。出汗量  $S_r$  与加权平均体温  $t_z$  的关系如图 3-8 所示。



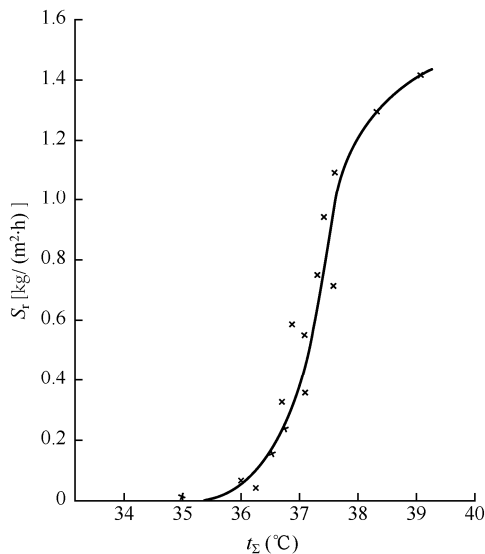


图 3-8 出汗量  $S_r$  与加权平均体温  $t_2$  的关系

在闷、潮、热的环境下，汗水覆盖人体全身需要一个相当长的时间。实验表明，随着时间的推移，在到达某一时间后，体温虽然在上升（ $t_2$  也在上升），但出汗量反而下降了，这个机理目前尚不清楚，可能是由于出汗引起的表皮水合作用造成皮肤膨胀而堵塞出汗通道所致，而皮肤的潮湿程度与劳动时间则是产生这种不良影响的主要因素。人们在脱水时也会产生类似的现象，由于目前数据不足，因此只能描绘出皮肤潮湿程度与出汗量间变化的示意图（见图 3-9）。

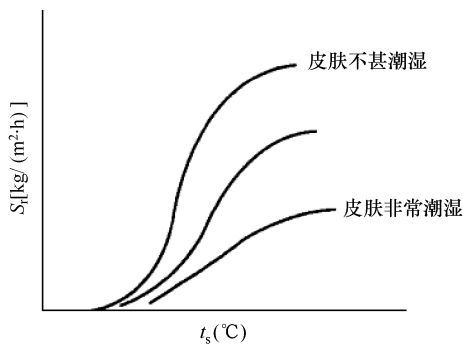


图 3-9 皮肤潮湿程度与出汗量的关系

3.3.2 人体的热适应

对大多数健康的年轻人来说，当他们初次接触高温环境时便会感到不适，但周期性地在热环境下进行活动数日后，这种不适的感觉便会逐渐消失。这是一种生理适应过程，称为“热适应”。热适应包括血液循环量加大，汗液分泌增强，醛

固酮和利尿激素增加，尿中的钠和氯的排泄量减少，但体温和心律比较正常。当这种生理反应不再继续改善时，则称他对热环境已经适应。图 3-10 所示为在热适应过程中服用与未服用维生素 C 者生理反应的变化，其热适应的条件为风流的干球温度  $t_a=33.9^{\circ}\text{C}$ ，湿球温度  $t_f=32.2^{\circ}\text{C}$ ，风速  $v=0.4\text{m/s}$ ，每天持续进行耗氧量为  $1.25\text{L/min}$  的劳动强度的体力劳动。

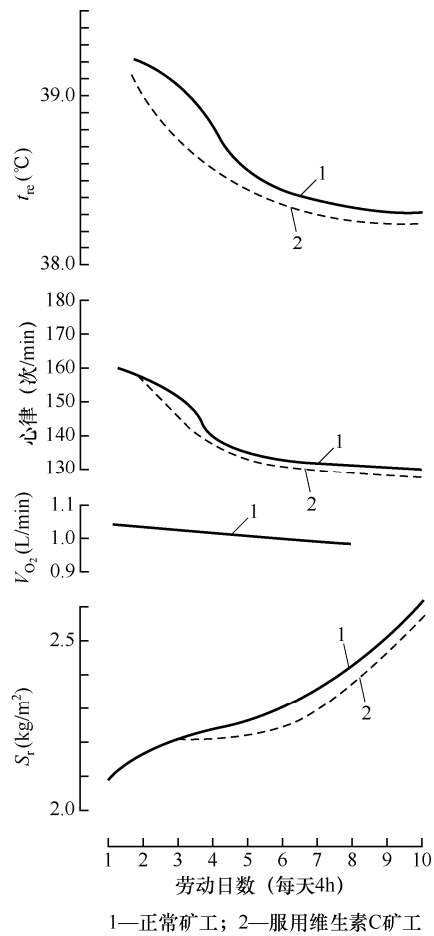


图 3-10 在热适应过程中，服用与未服用维生素 C 矿工生理反应的变化

3.3.2.1 加大血液循环量

开始在热环境下进行繁重的体力劳动时，人体稳定调节系统使皮下血管扩张，以便多接受一些流到皮肤上来的血液量，从而能将多一些的热量从体内经血液传到体表上来，同时也能向肌肉供应更多的血液，以满足肌肉对氧气的需要。这样一来，对体内其他器官（如胃、脾、肝、肾）的供血相对地减少了，结果使体内血液循环加快。但由于大量出汗，循环所需的血液量就显得不足了，于是造成血液暂时储

集在血管里，使心脏在弛张过程中的排、吸血液量有所减少。为了维持所需的血液量，心律就得加速。在某些情况下，心律可能达到极值（约 180 次/min），这时如果吸血量再度下降，心律不能再度提高，则人员可能由于向大脑供血不足而造成短时间休克。在高能量代谢时，供血量的减少也可能造成皮下血管暂时收缩，从而可能使体腔温度升到危险的界限。

南非金矿的工人在进行热适应训练中，受训者在开始的 2~3 天主要的生理变化是血液循环量显著地加大，其增量一般为 25%，个别可达 38%。另外，随着训练的进展，血管特别是静脉血管的弹性增强了，保证了心脏在每次收缩与弛张时能供应足够的血液量，从而也就降低了心律。

上述循环系统调节性能的增进也导致生理传导反应的改善。由于缺少未经热适应训练人员的生理传导性的数据，目前尚不能绘出像图 3-6 那样的曲线。但可从图 3-11 中看到在热适应训练过程中，受训者每天的生理传导系数  $K$  同加权综合平均体温  $t_2$  间的关系。当  $K=117W/(m^2 \cdot ^\circ C)$  时，其生理传导机能提高甚大，即体温明显地下降了。

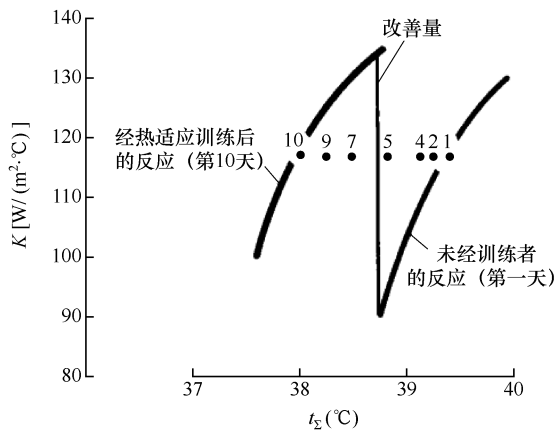


图 3-11 在热适应训练过程中  $K$  与  $t_2$  的关系

3.3.2.2 增大出汗量改善量

热适应训练的另一个显著效应是受训者的出汗量急剧地增大，从图 3-10 中可以看到，出汗量的加大是和体温的下降同时发生的，若不计及皮温对出汗量的少许影响，则受训者出汗量的增量的关系如图 3-12 所示。从图 3-12 中可以看到经过热适应训练与未受训练者的平均肛温与出汗量间的关系，在同一个肛温下，受过训练者的出汗量的增量是很大的，而且出汗是在肛温较低的情况下开始的。从图 3-10 可以看到，受训 3~4 天后，出汗量的增量非常显著。再根据图 3-10 转绘到图 3-13 肛温与出汗量的关系图上，可以清楚地看到，在受训的前 4~5 天中，出汗量的增大对改善生理反应最为显著，在这期间肛温的下降量也最大。

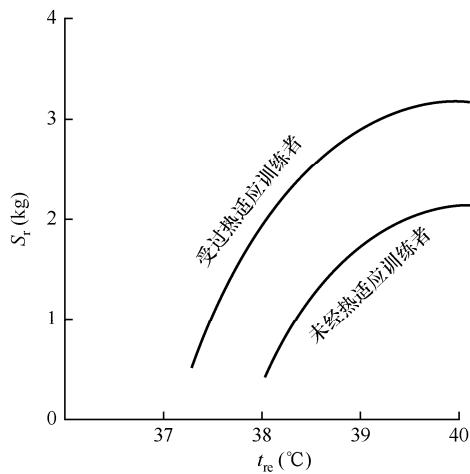


图 3-12 受训者出汗量的增量的关系

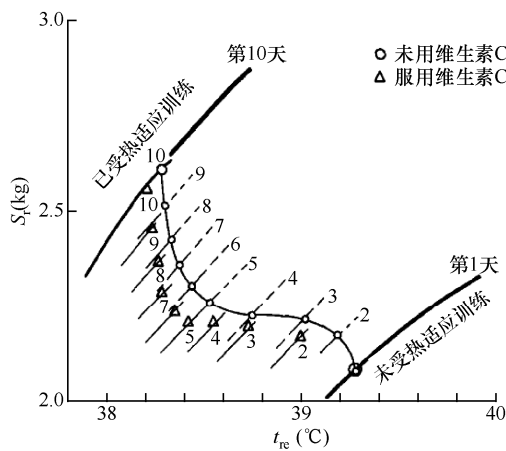


图 3-13 在热适应训练过程中肛温与出汗量的关系

3.3.2.3 提高做功效率

从图 3-10 中可以看到，随着过程的进展，氧耗量 ( $V_{O_2}$ , L/min) 逐渐下降，这就意味着能量代谢产热量在减少，做同样的功可以少消耗能量，所以做功的效率提高，肛温也有所下降。

3.3.2.4 服用维生素 C

南非金矿新工人在入矿的前 3 个月里，虽然每日也摄食了足够数量的维生素 C，但体内维生素 C 的浓度却明显下降。经过 12 个月后，有相当数量的新工人需要接受补充维生素 C 的治疗，这就清楚地说明井下矿工在进行繁重的体力劳动时，其维生素 C 的需要量是增大的。实验表明，热适应受训者每日补充 250mg 维生素 C

后，他们对热的生理反应有所改善。从图 3-10 可以看到，在受训的前三四天里，肛温下降量很大，而且在受训结束后，其肛温也比未服用维生素 C 者低。此外还表明，在服用维生素 C 后，受训者的出汗量反而减少了。将它转绘到图 3-13 上时则可以清楚地看到，在受训的前四五天里，受训者出汗反应的改善是很显著的，其肛温的下降量也最大。在受训的后半段时间，服用维生素 C 与否似乎对出汗量反应就没有显著的差别了，但服维生素 C 者仍要低一些。这可能是由增进生理传导反应及提高做功效率造成的。维生素 C 的生物化学及生理作用机理尚有待进一步完善。

## 3.4 按劳动舒适程度评价矿井环境质量的指标

在闷热环境中，体力劳动舒适程度是由人体的散热程度决定的。人体散热主要取决于气温、湿度和风速。若能以某种气象条件指标从劳动舒适程度上表示各种不同环境条件，就可以比较方便地对环境做出评价。最简单的指标是用气温表示环境条件。以前曾规定 28℃ 为不致降低劳动效率的气温上限，但是，后来人们发现仅用气温表示环境条件是不充分的。目前，各国提出了许多指标，用以评价劳动环境的舒适程度。

### 3.4.1 湿球温度

湿球温度体现了气温和湿度两个因素对人体散热的影响。在气温较高、湿度较低时进行劳动仍感比较轻松，此时，湿球温度不高。相反，在气温不太高而湿度较高时进行劳动则感吃力，此时湿球温度较高，与干球温度接近。以湿球温度作为环境指标基本符合实际情况。特别是，当空气不流动而相对湿度较高时，用湿球温度表示环境是最简单实用的方法。但是，在空气流速高和干球温度高的条件下，湿球温度就不能客观地反映环境的条件状况了。

### 3.4.2 卡他度

希尔等人在 1926 年提出了用卡他温度计测量在不同大气条件下皮肤相对散热速度的方法。它反映了对流、辐射、蒸发作用下皮肤的散热量。卡他温度计每平方厘米表面积每秒散热的毫卡数称为卡他度。卡他度与湿球温度相比是一个进步。因为卡他温度计考虑了更多的气象参数的影响。

卡他温度计如图 3-14 所示。卡他温度计是一种酒精温度计，下端有一个比普通温度计大的液球，上端有一个小液球，玻璃管上有 38℃ 和 35℃ 两个刻度。测定前，先把大液球置于热水中加热，当酒精柱上升并充满小液球一半时取出。擦干

大液球表面的水分，然后把卡他温度计悬挂在欲测定的空气中，于是液球散热，酒精柱下降，用秒表来计量液面从 38℃ 下降到 35℃ 所需时间  $t$ ，由此时间就能算出卡他度  $K_d[\text{mcal}/(\text{cm}^2 \cdot \text{s})]$ 。

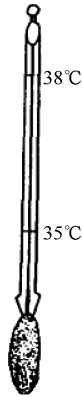


图 3-14 卡他温度计

用薄布包上液球，放入热水中浸湿，拿到测点进行测定，所得卡他度称为湿卡他度，用  $K_w$  表示。干卡他度的散热方式是对流、辐射，而湿卡他度的散热是以对流、辐射、蒸发形式进行的。对于高温矿井的热环境，以湿卡度表示比干卡度更为适用。

不论干、湿卡他度，都是由卡他温度计特有常数  $K_0$  除以通过两个温度刻度之间的时间  $t$  而求得：

$$K = K_0 / t \tag{3-23}$$

干卡他度近似地由气温  $T$  和风速  $v$  确定。湿卡他度近似地由湿球温度  $T'$  和风速  $v'$  确定。这种关系已再三为实验所证实[这里公式为经验公式，所以热量单位仍沿用卡 (cal) ]。

有关计算公式如下：

当  $v=0$  时

$$K_d = 0.27(36.5 - T) \tag{3-24}$$

当风速  $v \leq 1\text{m/s}$  时

$$K_d = (0.20 + 0.40\sqrt{v})(36.5 - T) \tag{3-25}$$

当风速  $v \geq 1\text{m/s}$  时

$$K_d = (0.13 + 0.47\sqrt{v})(36.5 - T) \tag{3-26}$$

当风速  $v \leq 1\text{m/s}$  时

$$K_w = (0.35 + 0.85\sqrt[3]{v})(36.5 - T') \tag{3-27}$$

当风速  $v \geq 1\text{m/s}$  时

$$K_w = (0.10 + 1.10\sqrt[3]{v})(36.5 - T') \tag{3-28}$$

式中  $T, T'$ ——干、湿球温度，℃。

由式 (3-24) 可确定卡他温度计的卡他常数  $K_0$ ，即在静止空气中，只要测定液面通过两个温度刻度之间的时间  $\tau_0$  和气温  $T$ ，就可使用式 (3-29) 计算出  $K_0$ ：

$$K_0 = 0.27\tau_0(36.5 - T) \tag{3-29}$$

1 卡他度等于  $0.6\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{min})$ ，这一散热量比例等于每分钟从  $1.67\text{m}^2$  的面积上散发  $1\text{kcal}$  的热量。成年男子的面积约为  $1.7\text{m}^2$ ，因此 1 卡他度与成年男子的身体散热  $1\text{kcal}/\text{min}$  大致相当。

根据南非金矿的经验，卡他度冷却能力与人体生理反应之间的关系见表 3-7。

表 3-7 卡他度冷却能力与人体生理反应之间的关系

湿卡他度 [mcal/(cm <sup>2</sup> · s)]	干卡他度 [mcal/(cm <sup>2</sup> · s)]	上身赤膊人体的生理反应
5	1.5	工作感到非常闷热，大量出汗，体温上升，特别是心跳次数增加
10	3.5	闷热，持续大量出汗才能保持正常体温，脉搏数增加
15	5.5	舒适条件的下限
20	8.0	工作时很舒服
25	10	工作时凉爽或稍冷

卡他度与劳动强度的关系见表 3-8。在深井作业面，湿卡他度一般达不到表 3-8 中的值。

表 3-8 卡他度与劳动强度的关系

劳动种类	干卡他度[mcal/(cm <sup>2</sup> · s)]	湿卡他度[mcal/(cm <sup>2</sup> · s)]
坐着劳动	6	18
轻体力劳动	8	25
重体力劳动	10	30

费农认为，湿卡他冷却能力为 5 是能容忍的极限。两个地点的卡他冷却能力相同并不意味着人的感觉完全一样。产生这种差别的原因是卡他温度计比人体小得多，它对低风速的反应比人体灵敏得多。近年来，常综合采用湿球温度、空气流速和湿卡他度冷却能力来评价环境条件，确定工作地点热环境是否超过极限，不过，对此尚未定出统一标准。

### 3.4.3 有效温度

有效温度是美国采暖通风工程师协会提出的，他们把许多被测者放在不同的风速、气温、湿度的环境条件下，调查被测者对环境的感受，然后根据这些结果

用统计方法确定出表示环境条件指标的温度。某一环境条件的有效温度，等于和该环境有同样感受的湿度为 100％、风速为零环境中的气温；或者说，由不同的温度、湿度、风速组合成的环境，若具有同样数值的有效温度，则人在这些环境中有着同等的感受。

有效温度原是作为室内采暖与降温的基础资料而研究的，是以着衣服坐在椅子上从事轻微劳动的人为对象而确定的。后来又以裸露着上身的人为对象，研究确定了他们的有效温度。对于在闷热环境中从事体力劳动的人，虽然没有专门研究过，但是后者的有效温度也能适用于闷热环境。环境有效温度可根据该环境的干球温度、湿球温度、风速按经验关系图求出。有效温度与人体生理反应之间的关系见表 3-9。

表 3-9 有效温度与人体生理反应的关系

有效温度（℃）	热感觉	生理学作用	机体反应
42~40	很热	强烈的热效应力影响出汗和血液循环	面临极大的热击危害，妨害心血管的血液循环
35	热	随着劳动强度增加，出汗迅速增加	心脏负担加重，水盐代谢加快
32	稍热	随着劳动强度增加，出汗增加	心跳增加，稍有热不适感
30	暖和	以出汗方式进行正常的体温调节	没有明显不适感
25	舒适	靠肌肉的血液循环来调节	正常
20	凉快	利用衣服加强显热散热和调节作用	正常
15	冷	鼻子和手的血管收缩	黏膜、皮肤干燥
10	很冷		肌肉疼痛，妨碍表皮血液循环

有效温度是建立在人的直观感觉基础上的，因此符合实际。有效温度与湿卡他度都和气温、湿度、风速有关。研究各种不同环境条件下有效温度和湿卡他度之间的关系表明，按有效温度由高到低的次序排列，与湿卡他度由低到高排列，两者的序列是一致的。这说明这两个指标对环境条件的反映有一致性。有效温度与湿卡他度的关系见表 3-10。

表 3-10 有效温度与湿卡他度的关系

有效温度（℃）	湿卡他度[mcal/(cm <sup>2</sup> ·s)]
28	5
21	10
12	15
4	20



尽管有效温度与湿卡他度有一定的关系，但是这两个指标还是有很大差别。湿卡他度受温度和风速的影响比有效温度更敏感。在判定环境条件时，同时使用两个指标，有利于做出综合判断。

3.4.4 综合温标

煤炭抚顺分院根据采煤工作面温度、风速、湿度对矿工主观感觉影响的调查资料（见表 3-11），提出了综合温标的计算公式：

$$t_z = T - 4.365(1 - \varphi) - v \tag{3-30}$$

式中  $t_z$ ——综合指标，℃；  
 $T$ ——气温，℃；  
 $\varphi$ ——相对湿度，%；  
 $v$ ——风速，m/s。

表 3-11 不同环境中人体感受

风温（℃）	相对湿度（%）	风速（m/s）	矿工感觉
21~28	96	<0.5	闷热
	97	0.5~2.0	热
	97	2.0~2.5	稍热
	98	>2.0	凉爽
28~29	97	<1.0	闷热
	97	1.0~2.0	热
	97	2.0~3.0	稍热
	97	>3.0	凉爽
29~30	97	<1.5	闷热
	95	1.5~3.0	热
	96	3.0~4.0	稍热
	95	>4.0	凉爽
>30	95	>4.0	热

根据现场调查，把综合温标定为 25℃是适当的，当  $t_z=25℃$  时， $\varphi=95\% \sim 100\%$ ，若  $v=4\text{m/s}$ ，风温的最高极限为 29.2℃。在大多数情况下风速  $v=2.0 \sim 2.5\text{m/s}$ ，此时，最高极限风温为 27.7℃。

3.4.5 比冷却力

比冷却力是近年来人们努力推行的一种理论型的评价矿井内气候条件的指标。该指标建立在传热学的理论基础之上，它表示周围环境通过辐射、对流与传

导、蒸发等方式，对正在劳动的人体皮肤表面（平均按  $1.75\text{m}^2$  计算）的最大冷却能力。其计算单位是  $\text{W/m}^2$ 。比冷却力与人体能量代谢率相适应，是人体与周围环境的最大热交换速度。

图 3-15 是比冷却力与风速及湿球温度之间的关系，利用该图可以确定湿球温度与风速对人体散热的等效联合作用。例如，湿球温度为  $32^\circ\text{C}$ 、风速为  $0.25\text{m/s}$  的比冷却力为  $80\text{W/m}^2$ ，说明该环境只适应能量代谢率不超过  $80\text{W/m}^2$  的轻体力劳动。

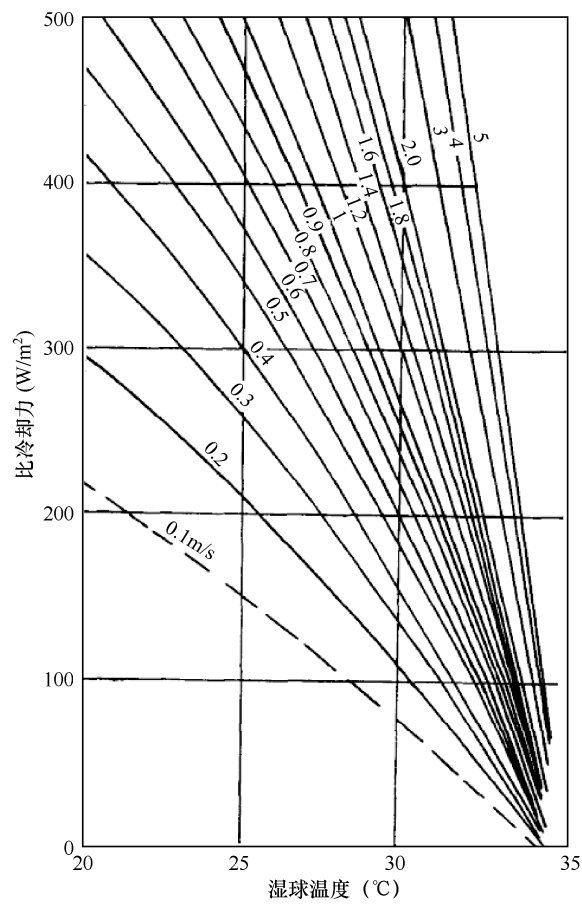


图 3-15 比冷却力与风速及湿球温度之间的关系

上述几种表征矿井内气候条件的指标，尽管比冷却力比其他指标表现得更有前途，但由于考虑到人体体温调节机理的复杂性、环境因素的多变性以及人对气候条件感觉的主观性，迄今为止，还没有一种指标能简便可靠地反映矿内气候条件。

## 3.5 矿井环境对人体及劳动生产率的影响

### 3.5.1 矿井环境对人体的影响

如前所述,正常体温维持是产热和散热两个过程动态平衡的结果。在机体的新陈代谢过程中,机体不断产生热量以维护体温;同时,这些热量传导到机体表层,通过辐射、传导、对流及蒸发等方式不断向外界散发。人体的产热和散热过程的平衡,是由体温调节机构来调节和维持的。在生理情况下,体温倾向上升时,机体便依靠减少产热和增加散热来维持体温的相对稳定;相反地,体温倾向于下降时,则产热增加,散热减少,体温仍能维持在 $37^{\circ}\text{C}$ 左右。

但是,人体调节体温的能力是有限度的。如果环境温度长期剧烈变化或体内温度调节发生故障,人会出现中暑或体温过低等病理情况。当进行强体力劳动时,体内大量产热,若此时环境温度很高,湿度又大,而且通风不良,机体散热效率便大为降低,出现体淤热现象,体温因此而上升,人体可因过热而发生中暑。高温还可进一步加速体内各种代谢过程,最后引起体温调节中枢机能衰竭,意识丧失,以及循环、呼吸功能衰竭。

我国曾在气温 $35\sim 45^{\circ}\text{C}$ 、相对湿度 $95\%\sim 100\%$ 的作业面对工人的耐热情况进行调查,参加试验人数100人,年龄 $20\sim 29$ 岁,工作 $15\sim 35\text{min}$ ,头昏者 $100\%$ ,头痛者 $45\%$ ,胸闷气短者 $35\%$ ,体温急剧增加者 $30\%$ ,呕吐者 $18\%$ ,昏倒者 $15\%$ 。

中暑是一种可危及生命的严重病理状态,必须积极预防,对中暑病人应积极抢救。在高温下劳动引起大量出汗时,人体会在短时间内丧失大量水分和氯化钠。此时除需饮水外,尚需补给氯化钠,否则,易引起机体内环境水和电解质平衡紊乱,严重时可引起热痉挛。因此为保护劳动者的健康,高温矿井必须采取防暑降温措施。

在寒冷环境中,体温如果下降超过 $1^{\circ}\text{C}$ ,也会损害人体机能,低体温首先侵袭中枢神经系统,造成精神活动迟钝,判断思考力不佳,易诱发事故,甚至会冻伤、冻死人。被冻死的人,直肠温度已降到 $26\sim 30^{\circ}\text{C}$ 。

### 3.5.2 高温对劳动生产率的影响

马克沃尔斯(Mack Worth)和培普勒(Pepler)分别在剑桥和新加坡首次科学地研究了高温对人工作的影响。他们将其结果用有效温度来表示。他们认为:不论工作的复杂性如何,当有效温度在 $27\sim 30^{\circ}\text{C}$ 之间时,人的工作能力就显著下降。

20世纪50年代后期,南非对高温、湿度和风速对工人生产率的影响进行了广泛地研究。实验地点是在地下制冷站附近的独头掘进工作面,从制冷站向独头掘进工作面用风筒送入热的和冷的饱和空气,两种风流混合后可将湿球温度控制

在 27~35℃之间的任意温度上，采用局部通风机送风，其风速在 0.5~4m/s 之间。试验时，使工人在工作面尽力将矿石装入 1t 的矿车内，工作 5h，每一湿球温度和风速组合，每天换一个实验组，共研究 5~7 组。湿球温度为 27℃、29℃、30℃、32℃和 35℃，风速为 0.5m/s、2.0m/s 和 4m/s，选用 27℃时的生产率为 100%，将各种不同湿球温度和风速条件下的相对劳动生产率画在图上，从图中的曲线可以计算出随湿球温度的增加和生产率下降的百分率。图 3-16 所示为生产率与有效温度的关系，图中包括各种不同风速条件下的试验结果。由图 3-16 可见，当有效温度由 27℃增加到 30℃时，生产率明显下降，当有效温度为 34.5℃时，生产率下降到有效温度为 27℃的 25%。

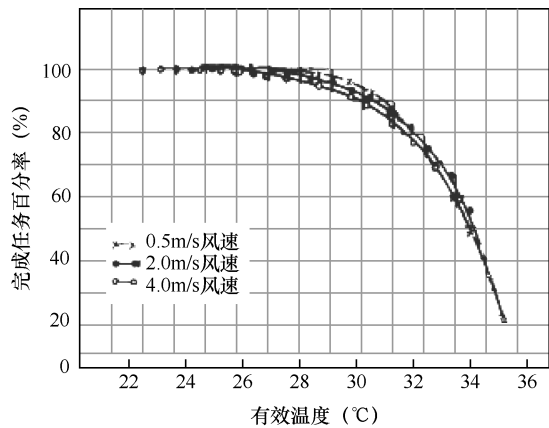


图 3-16 生产率与有效温度的关系

3.5.3 高温事故

根据南非矿业协会 1951—1956 年的记录，计算该时期在各种不同湿球温度下从事体力劳动的人数、高温死亡事故数和高温非死亡事故数。并且计算了不同湿球温度下每 1000 人的事故率。高温事故统计结果见表 3-12。

表 3-12 高温事故统计结果

湿球温度（℃）	总工作人数	死亡事故数	每千人的死亡事故数	非死亡事故数	每千人的事故数
<26.7	371313	0	0.0000	3	0.0081
26.7~28.8	177960	0	0.0000	6	0.0837
28.8~30.0	178536	15	0.0840	44	0.2464
31.3~32.7	87113	16	0.1795	62	0.6957
32.8~33.8	17507	10	0.5712	28	1.5994
>33.9	1800	6	3.3333	8	4.4444

由表 3-12 可得如下结论:

- (1) 湿球温度低于 27℃ 时, 可不考虑出现高温事故的危险。
- (2) 湿球温度在 29℃ 以下, 可不考虑出现高温死亡事故的危险。
- (3) 湿球温度高于 32℃ 时, 出现高温事故的危险性急剧增加。

因此南非将湿球温度 32℃ 作为工作面的极限温度。

## 3.6 我国高温高湿作业的安全标准

1984 年, 我国首次颁布实施了《高温作业分级》标准 (GB 4200—84), 对加强我国高温作业劳动安全卫生管理工作, 保护工人健康发挥了重要的作用。但是该指标只用温差一个参数来划分高温作业级别, 很难准确反映实际情况, 在使用中也存在一些问题。因此, 劳动部于 1994 年提出修订我国高温作业分级标准。1997 年正式颁布的《高温作业分级标准》(GB/T 4200—1997) 采用了 WBGT 指数来评价高温车间的气象条件。1998 年我国还颁布了等效采用国际标准 ISO 7243 的《热环境根据 WBGT 指数 (湿球黑球温度) 对作业人员热负荷的评价标准》(GB/T 17244—1998)。2007 年颁布的国家职业卫生标准《工作场所有害因素职业接触限值》(GBZ 2.1—2007) 和 2004 年颁布的国家标准《采暖通风空气调节设计规范》(GB 50019—2004) 中也都引用了《高温作业分级》标准中的 WBGT 指数。

### 3.6.1 《工作场所有害因素职业接触限值》标准

《工作场所有害因素职业接触限值》(GBZ 2.1—2007) 中对高温作业有两种不同的定义。相对应也有两种不同的高温测定方法和评价指标。

(1) 作为高温作业场所气象条件的卫生学评价标准的高温作业定义: 高温作业是指工作场所有生产性热源, 其散热量大于  $23\text{W}/(\text{m}^3 \cdot \text{h})$  或  $84\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{h})$  的车间; 或当室外实际出现本地区夏季通风室外计算温度时, 工作场所的气温高于室外 2℃ 或 2℃ 以上的作业 (含夏季通风室外计算温度  $\geq 30^\circ\text{C}$  地区的露天作业, 不含井下作业)。

采用的指标是综合温度指数, 根据室内外温差对岗位进行评价。高温作业场所综合温度的计算方法: 根据通风温湿度计、黑球温度计的测定值, 按式 (3-31) 计算出综合温度 (℃)。

$$\text{综合温度} = \text{湿球温度} \times 0.7 + \text{黑球温度 (或干球温度)} \times 0.3 \quad (3-31)$$

当无热辐射源存在时, 黑球温度可用干球温度代替。

按夏季通风室外计算温度可分为小于 30℃ 和大于等于 30℃ 两类地区, 每类地区按体力劳动强度指数提出卫生评价标准, 作业场所综合温度 (℃) 应不超过表 3-13 规定的限值。

表 3-13 高温作业场所综合温度上限值

体力劳动强度指数	夏季通风室外计算温度（℃）分区	
	<30	≥30
≤15	31	32
15~20	30	31
20~25	29	30
≥25	28	29

（2）作为高温作业分级标准的高温作业定义：高温作业是指在生产劳动过程中，其作业地点平均 WBGT 指数等于或大于 25℃的作业。这与《高温作业分级》标准中的定义相同。采用的指标是 WBGT 指数。

上述两个指标的不同之处在于对湿球温度的测定，综合温度强调采用通风温湿度计测量；而 WBGT 指数明确指出采用自然湿球温度计测量。显然这是两个不同但又十分相似的指标。按照对标准理解，在现场工作时，评价一个工作场所是否属于高温作业，首先应按照综合温度的测定方法和计算公式进行，然后根据表 3-13 判别该工作场所是否属于高温作业。若属于高温作业，我们再依据 WBGT 指数的测定方法和计算公式对其进行高温作业分级。

在一项标准中，前后出现两个十分接近的指标，又没有详细的说明，很容易造成混淆，给该标准的实施带来困难。因此非常有必要明确和统一这两项指标，建议采用目前国际通用的 WBGT 指数作为高温作业卫生标准的评价指标。

3.6.2 《高温作业分级》标准

2008 年 10 月 30 日国家质量监督检验检疫总局、国家标准化管理委员会发布《高温作业分级》（GB/T 4200—2008），自 2009 年 6 月 1 日起实施。该标准按照工作地点接触高温作业时间和 WBGT 指数将高温作业分为四级，级别越高表示热强度越大，见表 3-14。

表 3-14 接触高温作业时间与 WBGT 指数限值

接触高温 作业时间 (min)	WBGT 指数（℃）									
	25~26	27~28	29~30	31~32	33~34	35~36	37~38	39~40	41~42	≥43
≤120	I	I	I	I	II	II	II	III	III	III
121~240	I	I	II	II	III	III	IV	IV	—	—
241~360	II	II	III	III	IV	IV	—	—	—	—
≥361	III	III	IV	IV	—	—	—	—	—	—

不同工作地点温度、不同劳动强度条件下允许持续接触热的时间不宜超过

表 3-15 所列数值。

表 3-15 高温作业允许持续接触热的时间

工作地点温度（℃）	允许持续接触热的时间（min）		
	轻劳动	中等劳动	重劳动
30～32	80	70	60
>32	70	60	50
>34	60	50	40
>36	50	40	30
>38	40	30	20
>40	30	20	15
>42～44	20	10	10

注：轻劳动为Ⅰ级，中等劳动为Ⅱ级，重劳动为Ⅲ级和Ⅳ级。

# 矿井空气热湿交换原理

物体间或物体中凡有温度差就有热量转移现象发生。热总是自发地从高温物体传到低温物体，使温度最终达到一致，这种热移动的现象称为传热。

传热可分为热传导、对流换热和热辐射三种方式。热传导是指物质各部分没有相对位移，只通过各部分的直接接触而发生的能量传递现象。从微观角度看，热传导是依靠物质分子、原子及自由电子等微观粒子的不断碰撞引起的。热传导可以在固体、液体和气体中发生，但单纯的热传导只能发生在密实的固体中。因为对于液体和气体，当有温差时，就会出现对流现象，难以维持单纯的导热。在地下最典型的热传导现象，就是岩体自身所保有的原始岩温，向已被风流冷却的巷壁的热移动。

流体一旦产生运动，则随着运动的流体，热能随之移动，这种现象称为对流换热。对流换热过程其实包括分子热扩散的热传导和热焓随流体的迁移过程。因为对流与扩散具有不可分割的联系，工程上把这两种热量传递过程的总和称为对流换热。矿井中所研究的对流换热，往往涉及运动流体与其接触固体表面之间的对流换热问题，即在扇风机外力作用下，巷道中作受迫对流运动的流体（风流）与固体壁（巷壁）之间的对流换热，一般称为巷道岩壁向通风风流的放热，也可称为壁面向风流的放热。

无论固体、液体和气体，只要它们的温度高于绝对零度，无需通过任何介质，就可借助电磁波向空间传播其内能。对象物体接受此电磁波后，就会变成其热能，这种传热过程称为热辐射（又可称为温度辐射）。除在特殊情况下，热辐射很少在地下起重要作用，所以在矿井空气调节中，主要讨论起较大作用的热传导和对流换热。



## 4.1 热传导

矿井、围岩内部向巷壁的热移动，以及通过掘进面风管道材及冷却设备各种管材的内外传热等，都是热传导过程。

### 4.1.1 热传导定律

如图 4-1 所示，厚度为  $\delta$  (m) 的均质厚板，设两面的温度为  $t_1$ 、 $t_2$  ( $^{\circ}\text{C}$ ,  $t_1 > t_2$ )，且板的长度和宽度远大于厚度，长时间放置后，则板内的温度分布逐渐成为不随时间改变的直线。这时由于存在温度差，使有大小为  $q$  ( $\text{W}/\text{m}^2$ ) 的热流量通过厚板，根据傅里叶热传导方程，可得出一维稳定热传导方程：

$$q = \lambda \frac{t_1 - t_2}{\delta} \quad (4-1)$$

式中  $q$  ——热流密度；

$\lambda$  ——导热系数 [ $\text{W}/(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})$ ]，它表明了物体导热能力大小的热物性值，其值较大者称为热的良导体。

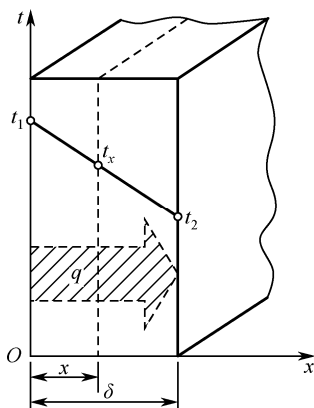


图 4-1 一维稳定热传导

下面引入几个概念。

(1) 稳定与不稳定热传导。如图 4-2 所示，物体各点温度不随时间发生变化的热传导过程，称为稳定热传导。如果物体各点温度随时间变化，这样的热传导过程则称为不稳定热传导。如图 4-2 所示，设开始时厚板内的温度都为  $t_1$ ，即直线 I。若从某时刻右侧的温度下降到  $t_2$ ，左面仍保持  $t_1$ ，则厚板从右侧开始被冷却，厚板内的温度线成 I'，右侧温度成  $t_2'$ ，经某时刻后，温度线逐渐成 II，

再长时间冷却，温度线成直线Ⅲ。可以看出，温度分布成直线Ⅰ时，无热的流动；最后成直线Ⅲ时，成稳定热传导。从Ⅰ线变化到Ⅲ线之间的过程（如温度分布成曲线Ⅱ时），温度分布是随时间而变化的，这个过程就称为不稳定热传导，其方程为：

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \quad (4-2)$$

式（4-2）中用偏微分，是因为温度  $t$  不仅是  $x$  的函数，而且也是时间  $\tau$  的函数。负号是对相对热流密度  $q$  来说的， $\frac{\partial t}{\partial x}$  方向相反为负，为使  $q$  为正值，所以带上负号。

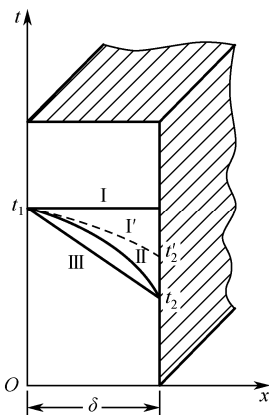


图 4-2 一维不稳定热传导

从图 4-3 在时间  $\tau$  热流量移动的情况来看，从厚板左边给予的热流密度  $q_0$  等于通过  $x=0$  面的热量，即：

$$q_0 = \left( \frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=0}$$

从厚板向右边释放的热流密度为：

$$q_\delta = -\lambda \left( \frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=\delta}$$

从图 4-2 可知：

$$\left| \left( \frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=0} \right| < \left| \left( \frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=\delta} \right|$$

所以有  $q_0 < q_\delta$ ，即流出厚板的热量比流入的大，表明整个厚板内部逐渐冷却。在厚板内也可看出  $|q_{x_1}| < |q_{x_2}|$ 。由于损失了热量  $|q_{x_2}| - |q_{x_1}|$ ，因此厚板内的平均温度降低。

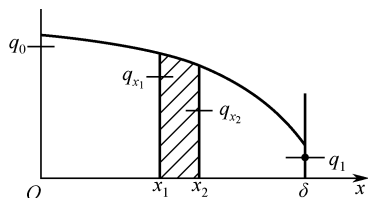


图 4-3 不稳定热传导的热流密度变化状况

(2) 温度场。同一时刻物体各点温度分布的状况称为温度场。图 4-3 中所示的厚板内各点的温度随  $x$  的变化而变化,但并不随时间  $\tau$  的改变而改变,则称为一维稳定温度场。如果温度不仅在  $x$  方向,而且在  $y$  和  $z$  方向都有变化,则温度场变成  $t=f(x,y,z)$  的三维稳定温度场。若温度场还随时间  $\tau$  变化,则为  $t=f(x,y,z,\tau)$  的三维不稳定温度场。

(3) 等温面与等温线。同一时刻,温度场中所有温度相同的点连接所构成的面称为等温面。不同的等温面与同一平面相交,则在此平面上构成一簇曲线,称为等温线。

(4) 温度梯度。两等温面间的温度增加率,即沿等温面法线方向每米距离内温度的增加量,称为温度梯度,如式 (4-2) 中的  $\frac{\partial t}{\partial x}$ 。

## 4.1.2 不稳定热传导

在式 (4-2) 中已讨论过一维的热传导方程式,现在进一步讨论三维的情况。在传热学中,已推导出直角坐标系的不稳定热传导的基本微分方程 (又称傅里叶热传导方程式):

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \alpha \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (4-3)$$

式中  $\alpha$  ——导温系数,  $\alpha = \lambda / c\rho$ ,  $\text{m}^2/\text{s}$ ;

$c$  ——物体的比热,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ , 对于固体和不可压缩的流体,定压比热等于定容比热,即  $c_p \approx c_v \approx c$ ;

$\rho$  ——物体的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;

$\lambda$  ——热导率,  $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ 。

导温系数,又称热扩散系数,也是物质固有的物性值,它说明在加热或冷却时物体各部分温度趋向一致的能力。导温系数越大,温度变化传播速度越快,内部温差就越小。

下面推导在矿井中常用的圆柱坐标系表示的不稳定热传导的微分方程式。假定所研究的物体是各向同性的连续介质,从中分割出一个微小的有两弧面的六面体,如图 4-4 所示,由式 (4-2) 在  $\varphi, z, r$  三个方向的热流密度分别为:

$$q_\varphi = -\frac{\lambda \partial t}{g \partial \varphi} \quad (4-4)$$

$$q_z = -\frac{\lambda \partial t}{\partial z} \quad (4-5)$$

$$q_x = -\frac{\lambda \partial t}{\partial x} \quad (4-6)$$

而在  $d\tau$  时间内, 沿  $\varphi$  轴方向导入和导出微元体的热量为:

$$\begin{aligned} d(Q_\varphi)_{\text{in}} &= q_\varphi dr dz d\tau \\ d(Q_\varphi)_{\text{out}} &= \left( q_\varphi + \frac{\partial q_\varphi}{\partial \varphi} d\varphi \right) dr dz d\tau \end{aligned}$$

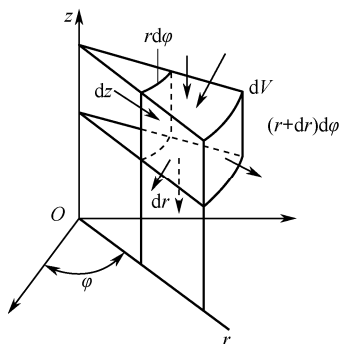


图 4-4 圆柱坐标系中的微元体

于是, 在  $d\tau$  时间内, 沿  $\varphi$  轴方向导入和导出微元体的热量差额 (储存在微元体内的热量) 为:

$$d(Q_\varphi) = d(Q_\varphi)_{\text{in}} - d(Q_\varphi)_{\text{out}} = -\frac{\partial q_\varphi}{\partial \varphi} d\varphi dr dz d\tau \quad (4-7)$$

同理, 在此时间内, 沿  $z$  轴与  $r$  轴方向, 导入与导出微元体的热量差额为:

$$\begin{aligned} d(Q_z) &= d(Q_z)_{\text{in}} - d(Q_z)_{\text{out}} = q_z r dr d\varphi d\tau - \left( q_z - \frac{\partial q_z}{\partial z} dz \right) r dr d\varphi d\tau \\ d(Q_z) &= -\frac{\partial q_z}{\partial z} r dr d\varphi dz d\tau \end{aligned} \quad (4-8)$$

$$\begin{aligned} d(Q_r) &= d(Q_r)_{\text{in}} - d(Q_r)_{\text{out}} = q_r r dr d\varphi d\tau - \left( q_r + \frac{\partial q_r}{\partial r} dr \right) (r + dr) d\varphi dz d\tau \\ d(Q_r) &= d(Q_r)_{\text{in}} - d(Q_r)_{\text{out}} = -\left( q_r + r \frac{\partial q_r}{\partial r} \right) dr d\varphi dz d\tau \end{aligned} \quad (4-9)$$

把式 (4-4)、式 (4-5)、式 (4-6) 分别代入式 (4-7)、式 (4-8)、式 (4-9), 然后相加, 即为在  $d\tau$  时间内储存在微元体内的总热量  $dQ$ , 即:

$$\begin{aligned}
dQ &= d(Q_\varphi) + d(Q_z) + d(Q_r) \\
&= \lambda \left[ \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right) + r \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial t}{\partial z} \right) + \frac{\partial t}{\partial r} + r \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\partial t}{\partial r} \right) \right] dr dz d\varphi d\tau \\
&= c_\rho \frac{\partial t}{\partial \tau} r dr dz d\varphi d\tau
\end{aligned}$$

消去  $r dr dz d\varphi d\tau$ ，得出用圆柱坐标系表示的不稳定热传导微分方程：

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (4-10)$$

如果沿  $\varphi$ 、 $z$  方向没有温度变化，则式 (4-10) 可化简为：

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} \right) \quad (4-11)$$

如果温度分布不随时间变化，则为稳定热传导，微分方程为：

$$\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} = 0 \quad (4-12)$$

热传导微分方程式描述了物体的温度场，它是根据热移动规律和能量守恒规律推导出来的，适用于一切固体（围岩、管材）的热传导问题。解微分方程式，可以得出物体内部温度分布，微分温度分布就能求出流经任意位置的热流量。但上述方程式积分求解将有无数个解，所以还必须加上已知的特定问题的具体条件（几何、物理、时间、边界），才能得出此条件下的一个单独的解。

## 4.2 对流换热

固体表面和接触它的流体间存在温度差时所发生的热移动，称为对流换热。

如图 4-5 所示，设表面温度为  $t_{BM}$  的固体表面与温度为  $t_d$  的流体接触，则得出对流换热基本计算式（又称牛顿冷却公式）：

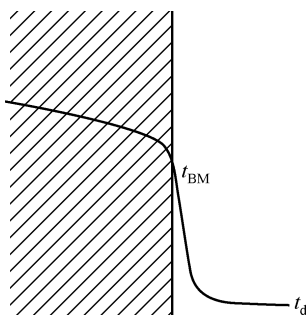


图 4-5 壁面附近的温度分布

$$q = \alpha(t_{\text{BM}} - t_d) \quad (4-13)$$

式中  $q$  ——单位时间从固体表面传递给流体的热流密度,  $\text{W}/\text{m}^2$ ;

$\alpha$  ——对流换热系数 (又称散热系数、放热系数),  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。

容易理解,  $\alpha$  和导热系数不同, 它不是物性值, 其意义是在  $1\text{m}^2$  的壁表面积上, 当流体同壁面之间的温度差为  $1^\circ\text{C}$  时所能传递的能量。它不仅由流体性质决定, 而且还与其流动状态等各种影响因素有关, 是一个综合效果。显然, 正确确定对流换热系数, 是计算整个对流散热量的关键。它的确定常用相似理论指导的实验得出, 即把众多影响  $\alpha$  的变量组合成几个数群, 这种数群称为相似准则, 是无因次的。对圆管内的紊流, 可采用式 (4-14):

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (4-14)$$

式中  $Nu$  ——努谢尔特准数,  $Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}$ , 它是反映对流防热强度的准则;

$Re$  ——雷诺准数,  $Re = \frac{vd}{\nu}$ , 它是反映黏性流体受迫流动状态的准则;

$Pr$  ——普朗特准数,  $Pr = \frac{\gamma c \rho}{\lambda}$  或  $\frac{\gamma}{\alpha}$ , 它是反映流体物性的准则;

$d$  ——管的内径,  $\text{m}$ ;

$\nu$  ——流体的运动黏度,  $\text{m}^2/\text{s}$ ;

$v$  ——流速,  $\text{m}/\text{s}$ 。

在矿井通风中流动的工质是空气, 有时可近似视  $\lambda$ 、 $\gamma$ 、 $c$ 、 $\rho$  为常数, 在一定断面积的范围内,  $d$  又是  $v$  的函数, 所以在实用上又采用  $d$  仅为风速  $v$  线性函数的公式, 即  $d=f(v)$  来处理。另外, 必须指出的是: 在矿井内计算巷壁和风流散热时所用的对流换热系数为总换热系数, 实际上是包括了一部分的辐射放热系数, 由于对流换热为主要方面, 为便于计算, 把辐射换热成分也包括进去了, 简称为换热系数。

### 4.3 复合传热

既有热传导, 又有对流换热方式的传热过程就是复合传热。如图 4-6 所示, 厚板左面温度为  $t_1$ , 设厚板右边流体温度为  $t_d$ , 厚板右壁面温度为  $t_{\text{BM}}$ , 设传热状况为不随时间而变的稳态, 则流过厚板的热流密度  $q$  等于厚板壁面给予流体的热流密度:

$$q = \lambda \frac{t_1 - t_{\text{BM}}}{\delta} = \alpha(t_{\text{BM}} - t_d) \quad (4-15)$$

即:

$$t_{\text{BM}} = \frac{\frac{\lambda}{\alpha\delta} t_1 + t_d}{\frac{\lambda}{\alpha\delta} + 1} \quad (4-16)$$

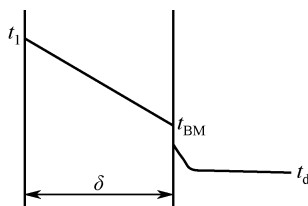


图 4-6 厚板中及在其近旁流体的温度分布

可以看出,随着换热系数  $\alpha$  增大,  $t_{\text{BM}}$  接近于  $t_d$ , 即  $\alpha$  增大  $t_{\text{BM}}$  减少, 厚板中温度梯度加大, 放热量  $q$  增加。

如图 4-7 (a) 所示, 厚板和热流体  $t_{d1}$ 、冷流体  $t_{d2}$  接触, 板面积为  $A$ , 单位时间通过的热量为  $Q$ , 左表面和右表面的换热系数分别为  $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ , 两表面温度为  $t_{\text{BM}1}$ 、 $t_{\text{BM}2}$ , 则有式 (4-17) 成立:

$$Q = \alpha_1 A (t_{d1} - t_{\text{BM}1}) = \frac{\lambda A}{\delta} (t_{\text{BM}1} - t_{\text{BM}2}) = \alpha_2 A (t_{\text{BM}2} - t_{d2}) \quad (4-17)$$

从式 (4-17) 中消去  $t_{\text{BM}1}$ 、 $t_{\text{BM}2}$ , 有:

$$Q = K (t_{d1} - t_{d2}) A \quad (4-18)$$

$$q = \frac{Q}{A} = K (t_{d1} - t_{d2}) \quad (4-19)$$

式 (4-19) 称为传热方程式。

$K$  为传热系数 [ $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ ],  $K$  的倒数为传热热阻  $R$  [ $(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}$ ]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (4-20)$$

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (4-21)$$

式 (4-21) 说明, 厚板的传热热阻是由厚板内的导热热阻与板两侧的放热热阻叠加而成的。图 4-7 (b) 所示的多层板的传热热阻  $R$  [ $(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}$ ] 应为:

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (4-22)$$

则通过多层板的热流密度为 ( $\text{W}/\text{m}^2$ ):

$$q = \frac{t_{d1} - t_{d2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (4-23)$$

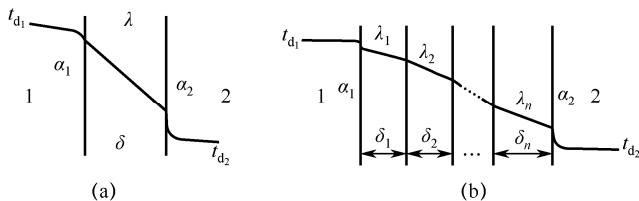


图 4-7 复合传热

如推广到圆筒壁的复合传热情况（见图 4-8），则通过单位长度的传热系数、热阻、热量分别为：

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\pi d_1 \alpha_1} + \frac{1}{2\pi \lambda} \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\pi d_2 \alpha_2}} \quad (4-24)$$

$$R = \frac{1}{\pi d_1 \alpha_1} + \frac{1}{2\pi \lambda} \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\pi d_2 \alpha_2} \quad (4-25)$$

$$q = \frac{t_{d1} - t_{d2}}{\frac{1}{\pi d_1 \alpha_1} + \frac{1}{2\pi \lambda} \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\pi d_2 \alpha_2}} \quad (4-26)$$

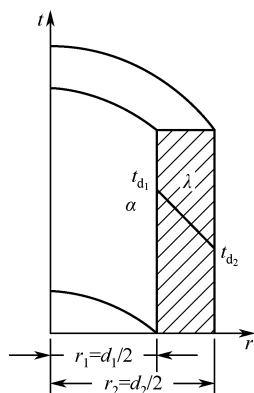


图 4-8 单层圆筒壁的复合传热

若为多层筒壁，其单位长度的散热量为：

$$q = \frac{t_{d1} - t_{d2}}{\frac{1}{\pi d_1 \alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\pi \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\pi d_2 \alpha_2}} \quad (4-27)$$



## 4.4 空气与水之间的热湿交换

### 4.4.1 热湿交换原理

空气与水直接接触时，在贴近水表面的地方和水滴周围，由于水分子作不规则运动，形成了一个温度等于水表面温度的饱和空气边界层（见图 4-9），而且边界层内水蒸气分子的浓度（或水蒸气分压力）取决于边界层的饱和空气温度。

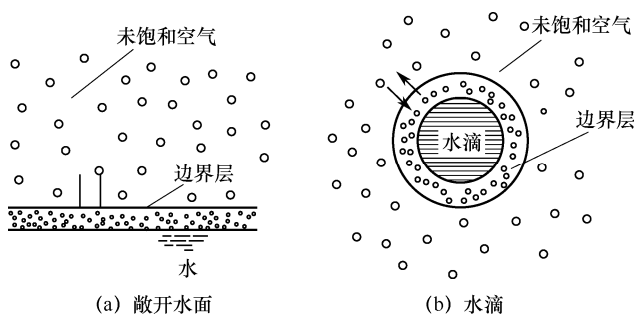


图 4-9 空气与水的湿交换

如果边界层温度高于周围空气温度，则由边界层向周围空气传热；反之，则由周围空气向边界层传热。

如果边界层内水蒸气分子浓度大于周围空气的水蒸气分子浓度（边界层的水蒸气分压力大于周围空气的水蒸气分压力），则边界层内的水蒸气分子将向周围空气扩散，而水中的分子也将不断脱离水面进入边界层，即水不断向空气中蒸发；反之，就会出现凝结过程，即边界层中过多的水蒸气分子将回到水面。

从上面的分析可以看到，在未饱和空气与边界层之间，如果存在水蒸气浓度差（或水蒸气分压力差），水蒸气的分子就会从浓度高的区域转移，从而产生湿（质）交换。正如温度差是产生热交换的推动力一样，浓度差是产生质交换的推动力。

水的蒸发过程即属空气与水之间的湿交换过程，湿交换量可用式（4-28）表示：

$$W = \frac{K_1}{B} (p_s - p_w) A \quad (4-28)$$

式中  $W$ ——单位时间内水的蒸发量，kg/s；

$K_1$ ——湿交换系数，kg/(N·s)，湿交换与风速  $v$  (m/s) 有关，可用经验公式计算：

$$K_1 = 4.8 \times 10^{-6} + 3.63 \times 10^{-6} v \quad (4-29)$$

$p_s$ ——饱和空气层的水蒸气分压力，Pa；

$p_w$ ——空气的水蒸气分压力，Pa；

$B$ ——实际的大气压力, Pa;

$A$ ——水与空气接触的表面积,  $\text{m}^2$ 。

## 4.4.2 热交换量的计算

空气掠过水表面时, 便与水表面之间发生热湿交换。根据水温的不同, 可能仅发生显热交换; 也可能既有显热交换又有湿(质)交换, 湿交换的同时将发生潜热交换。显热交换是由于空气与水之间存在温差, 因导热、对流和辐射而进行换热的结果; 潜热交换是空气中的水蒸气凝结(或蒸发)而放出(或吸收)汽化潜热的结果。总热交换量是显热交换量与潜热交换量的代数和。

当空气与水在一个微小表面  $dA$  上接触时, 显热交换量为:

$$dQ_1 = \alpha(t_w - t)dA \quad (4-30)$$

式中  $dQ_1$ ——显热交换量, W;

$\alpha$ ——空气与水表面的换热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$t_w$ ——边界层的空气温度,  $^\circ\text{C}$ ;

$t$ ——周围空气的温度,  $^\circ\text{C}$ 。

在微小表面  $dA$  上, 单位时间内蒸发的水量为:

$$dW = \frac{K_l}{B}(p_s - p_w)dA \quad (4-31)$$

当大气压力为常数时, 从湿空气含湿量计算式可以看出, 空气中的水蒸气分压力是空气含湿量  $d$  的单值函数, 即:

$$p_w = f(d) \quad (4-32)$$

在比较小的温度范围内,  $p_w$  与  $d$  的关系近似是线性的。因此可用含湿量差代替分压力差, 并相应改变比例系数, 所以  $dA$  上的湿交换量可写成:

$$dW = \sigma(d_w - d)dA \quad (4-33)$$

式中  $\sigma$ ——空气与水表面之间按含湿量差计算的湿交换系数,  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ;

$d_w$ ——边界层的空气含湿量,  $\text{kg}/\text{kg}$ ;

$d$ ——周围空气的含湿量,  $\text{kg}/\text{kg}$ 。

与湿交换同时发生的潜热交换量为:

$$dQ_2 = \gamma dW = \gamma \sigma (d_w - d)dA \quad (4-34)$$

式中  $dQ_2$ ——潜热交换量, W;

$\gamma$ ——水的汽化潜热,  $\text{J}/\text{kg}$ 。

因为总热交换量  $dQ = dQ_1 + dQ_2$ , 所以:

$$dQ = [\alpha(t_w - t) + \gamma \sigma (d_w - d)]dA \quad (4-35)$$

通常空气中的热湿交换存在下面的关系:

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p} \quad (4-36)$$

式中  $c_p$ ——空气的定压比热,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ 。

这个关系称为热质交换类比律。它说明已知对流换热系数和定压比热  $c_p$ , 可以求出对流质交换系数  $\sigma$ 。

根据热质交换类比律, 有:

$$dQ = \sigma[c_p(t_w - t) + \gamma(d_w - d)]dA \quad (4-37)$$

式(4-37)又可写成:

$$dQ = \sigma[(c_p t_w + \gamma d_w) - (c_p t + \gamma d)]dA \quad (4-38)$$

因为空气的焓  $i \approx c_p t + \gamma d$ , 所以式(4-39)也可写成:

$$dQ = \sigma(i_w - i)dA \quad (4-39)$$

式中  $Q$ ——总热交换量,  $\text{W}$ ;

$i_w$ ——边界层空气的焓,  $\text{kJ}/\text{kg}$ ;

$i$ ——周围空气的焓,  $\text{kJ}/\text{kg}$ 。

由此可见, 在热湿交换同时进行时, 推动总热交换的动力是焓差而不是温差。

### 4.4.3 空气与水直接接触时的状态变化过程

当空气流经水面或水滴周围时, 就会把边界层中的饱和空气带走一部分, 并补充新的空气以继续达到饱和, 因而饱和空气层将不断与流过的空气相混合, 使整个空气状态发生变化。空气状态的变化主要取决于水温。与空气接触的水温不同, 空气的状态变化过程也将不同。所以, 随着水温不同, 可以得到图 4-10 所示的七种典型的空气状态变化过程。

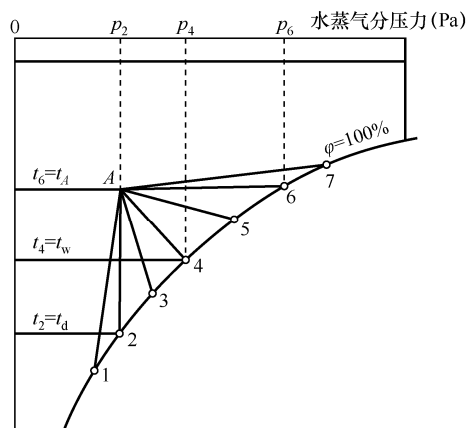


图 4-10 空气与水直接接触时的状态变化过程

在这七种过程中,  $A-2$  过程是空气加湿与减湿的分界线,  $A-4$  过程是空气增焓与降焓的分界线, 而  $A-6$  过程是空气升温与降温的分界线。下面用热湿交换理论和式 (4-39) 分析这三个过程。

(1)  $A-2$  过程。以温度等于空气露点温度的冷水与空气直接接触, 便可实现  $A-2$  过程。这时, 尽管空气与水接触, 但是由于  $d_A=d_2$ , 所以湿交换量  $dW=0$ , 空气既未加湿也未减湿。但是由于  $t_A>t_2$ , 空气将向水传热而使空气温度下降。结果空气状态的变化是等湿冷却过程。

(2)  $A-4$  过程。以温度等于空气湿球温度的水与空气直接接触, 便可实现  $A-4$  过程。这时, 空气的状态变化为等焓加湿或绝热加湿过程。因此, 总热交换量  $dQ=0$ 。但是, 由于  $t_A>t_4$  和  $d_A>d_4$ , 说明还存在热交换和湿交换, 空气将被加湿而使空气的潜热量取自空气本身。

(3)  $A-6$  过程。以温度等于空气干球温度的水与空气直接接触, 便可实现  $A-6$  过程。这时, 由于  $t_A=t_6$ , 空气与水不发生显热交换。但是, 由于  $d_A<d_6$ , 说明空气将被加湿, 空气的潜热量也将增加, 结果空气的状态变化是等温加湿过程。

# 矿井空气热湿交换计算方法

矿井内围岩壁面与风流之间的热湿交换过程是相当复杂的，传热和传湿过程同时发生，且相互联系和影响，因此，有必要对传热传质学中的经典理论进行总结，并得到适用于矿井内风流热湿交换的理论计算方法。

## 5.1 引言

关于矿井风流的热湿交换，国内外很多学者已作了大量的研究，从整体的研究手段看，大致可分为数理统计法、模拟巷道法和数值分析法三类。

### 5.1.1 数理统计法

数理统计法是根据井下长期的气象参数观测资料，利用数理统计、回归分析等方法，提出各类井巷风流热状况参数的统计计算式。

南非学者勃列希茨曾对 320 条，每条长为 300m 的运输巷进行了大量的观测工作，获得了大量的数据，对各项因素影响空气温度变化的程度和规律进行了回归分析，舍去次要因素。假定巷道风速  $v_B=2.5\text{m/s}$ 、巷道周长  $U=12\text{m}$ ，通风时间  $t=3$  年，建立了干燥的、较潮湿的和潮湿三种不同潮湿程度巷道的百米空气湿球温差与原始岩温和湿球温度之差的线性回归方程。对于不同假定条件的巷道，应分别用风速、周长、通风时间的修正系数加以修正。回归方程式如下：

$$\text{干燥巷道} \quad \Delta t_f = 0.015 \Delta t_{\text{guf}} - 0.092 \quad (5-1)$$

$$\text{较潮湿巷道} \quad \Delta t_f = 0.0205 \Delta t_{\text{guf}} - 0.925 \quad (5-2)$$

$$\text{潮湿巷道} \quad \Delta t_f = 0.0247 \Delta t_{\text{guf}} - 0.1405 \quad (5-3)$$

不同假定条件巷道, 采用以下修正系数校正:

$$\text{风速修正系数} \quad K_v = \left( \frac{v_B}{2.5} \right)^{0.75} \quad (5-4)$$

$$\text{周长修正系数} \quad K_U = U/12 \quad (5-5)$$

$$\text{时间修正系数} \quad K_\tau = (1.3\tau^{1/9} - 0.48) \quad (5-6)$$

式中  $\Delta t_f$ ——巷道始末端风流湿球温度差,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\Delta t_{\text{guf}}$ ——巷道原始岩温与风流湿球温度差,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$v_B$ ——巷道中平均风速,  $\text{m/s}$ ;

$U$ ——巷道周长,  $\text{m}$ 。

苏联那依马诺夫等对顿巴斯 40 多个矿井的综采工作面和掘进工作面进行了观测, 建立风温计算式如下。

(1) 综采工作面末端风温计算式:

$$t_2 = a_0 + a_1 e^{b_1 t_1} + a_2 e^{b_2 t_{\text{gu}}} + a_3 e^{b_3 L} + a_4 e^{b_4 A} + a_5 e^{b_5 v_B} \quad (5-7)$$

式中  $t_2$ ——采面末端风流温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_1$ ——采面入风温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{\text{gu}}$ ——巷道原始岩温,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$A$ ——采面产量,  $\text{t}$ ;

$L$ ——工作面长度,  $\text{m}$ ;

$a_i, b_i$ ——回归系数。

(2) 掘进工作面风温计算式如下:

$$\text{风筒出口风温} \quad t_2 = a_0 + a_1 e^{b_1 t_1} + a_2 e^{b_2 t_{\text{gu}}} + a_3 e^{b_3 L_1} + a_4 e^{b_4 Q_1} \quad (5-8)$$

$$\text{迎头风温} \quad t_3 = a_0 + a_1 e^{b_1 t_2} + a_2 e^{b_2 t_{\text{gu}}} \quad (5-9)$$

$$\text{巷道回风口} \quad t_4 = a_0 + a_1 e^{b_1 t_3} + a_2 e^{b_2 t_{\text{gu}}} + a_3 e^{b_3 L_2} + a_4 e^{b_4 Q_2} + a_5 e^{b_5 F} \quad (5-10)$$

式中  $t_1$ ——局部通风机入风口风温,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$L_1$ ——风筒长度,  $\text{m}$ ;

$L_2$ ——掘进巷道长度,  $\text{m}$ ;

$Q_1$ ——风筒内的风量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;

$Q_2$ ——掘进巷道的风量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;

$F$ ——掘进巷道断面积,  $\text{m}^2$ 。

中国矿业大学(北京)针对平顶山八矿进风井筒建立的井底车场风温计算式如下:

$$t_2 = 197.1627 + 0.6222 t_0 - 2.78394 \varphi_0 - 0.18479 B_0 \quad (5-11)$$

式中  $t_0$ ——当地地表月平均气温,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\varphi_0$ ——当地地表月平均相对湿度, %;

$B_0$ ——当地地表月平均气压, kPa。

回归相关系数为 0.978, 最大预测差值为 0.6℃。

煤炭科学研究总院抚顺分院, 根据广西合山里兰矿长期的矿内气象参数并应用数理统计法得出了矿井不同地点的风温计算式。

井底车场风温

$$t_2 = 1.409 + 0.8422t_0 + 3.0434\varphi_0 + 0.0682B_0 \quad (5-12)$$

回采工作面出口风温

$$t_2 = 14.69 + 0.054t_0 + 13.348\varphi_0 \quad (5-13)$$

国内学者黄昌洪等也根据长广煤矿七号井、三河尖煤矿、潘集二号井和三号井的实测数据统计, 得出了在井筒有淋水条件下的井底风温回归方程式:

$$t_2 = 5.2703 + 10^9 t_0^{0.3614} \varphi_0^{0.7063} B_0^{-3.527} H^{0.2302} \quad (5-14)$$

式中  $H$ ——井筒深度, m。

上述回归方程是根据具体矿井的大量数据统计得出的, 该法的计算值与实测值比较吻合。但是, 由于统计方法自身的原因, 当它的应用范围超出统计范围时, 误差较大。

## 5.1.2 模拟巷道法

模拟巷道法是由苏联学者麦德杰维夫提出的, 他根据几何相似和热力相似原理, 用模拟的巷道来代替实际巷道, 用有限的实验数据来反映同一类现象的普遍性, 从而得出各类井巷不同热状态条件下的风温近似计算式。

根据风流能量方程, 在长度为  $dy$  的巷道内, 相对热源与绝对热源放出的热量之和等于该段巷道内风流的焓增, 所以风流与环境的热交换微分方程式为:

$$dq = \frac{K_r U}{M_B} (t_{gu} - t_B) dy + q_m dy \quad (5-15)$$

式中  $dq$ ——在  $dy$  长度微元巷道内平均 1kg 质量风流的焓增, kJ/kg;

$K_r$ ——风流与围岩的不稳定换热系数, kW/(m<sup>2</sup> · °C);

$U$ ——巷道周长, m;

$M_B$ ——风流的质量流量, kg/s;

$t_{gu}$ ——巷道围岩的原始温度, °C;

$t_B$ ——巷道中风流平均温度, °C;

$q_m$ ——在  $dy$  长度微元巷道内绝对热源的放热量, kJ/kg。

为了简化计算, 引用定压状态下的湿空气全微分比热的概念, 即:

$$C_g = dq / dt \quad (5-16)$$

将式 (5-16) 代入式 (5-15) 可得:

$$dt = \frac{K_r U}{M_B C_g} (t_{gu} - t_B) dy + \frac{q_m}{C_g} dy \quad (5-17)$$

当所描述的两条巷道的换热过程相似时，符合物理相似条件，其热平衡方程中的各对应项分别成比例，即：

$$\begin{aligned} K_t = \frac{t_{B_2}}{t_{B_1}} = \frac{t_{gu_2}}{t_{gu_1}}; \quad K_r = \frac{K_{r_2}}{K_{r_1}}; \quad K_L = \frac{L_2}{L_1}; \quad K_U = \frac{U_2}{U_1}; \\ K_M = \frac{M_{B_2}}{M_{B_1}}; \quad K_C = \frac{C_{g_2}}{C_{g_1}}; \quad K_q = \frac{q_{m_2}}{q_{m_1}} \end{aligned} \quad (5-18)$$

将式 (5-18) 中各比例系数代入式 (5-17) 可得：

$$K_t dt_1 = \frac{K_r K_U K_t K_L}{K_M K_C} \frac{K_{r_1} U_1}{M_{B_1} C_{g_1} (t_{gu_1} - t_{B_1})} dy_1 + \frac{K_q K_L}{K_C} \frac{q_{m_1}}{C_{g_1}} dy \quad (5-19)$$

比较式 (5-17) 和式 (5-19) 可知，要使两式等价，必须满足：

$$\frac{K_r K_U K_L}{K_M K_C} = \frac{K_q K_L}{K_C K_t} = 1 \quad (5-20)$$

将各比例系数代入式 (5-20) 便得到了两条巷道热力相似的充要条件为：

$$\left. \begin{aligned} \frac{K_{r_2} U_2 L_2}{M_{B_2} C_{g_2}} = \frac{K_{r_1} U_1 L_1}{M_{B_1} C_{g_1}} = \text{const} \\ \frac{q_2 L_2}{C_{g_2} t_{B_2}} = \frac{q_1 L_1}{C_{g_1} t_{B_1}} = \text{const} \end{aligned} \right\} \quad (5-21)$$

若两条巷道对应点的气温  $t_{B_1}$  和  $t_{B_2}$  能满足式 (5-21)，则两条巷道必相似。

用一条虚拟的等价巷道来代替具有不同断面，风量和热源等实际巷道的计算。令实际巷道的长度为  $L_1, L_2, \dots, L_n$ ，模拟巷道长度为  $l_1, l_2, \dots, l_n$ 。模拟巷道的长度只是一个数值上相当的长度，则模拟巷道长度可定义为：

$$l_i = \frac{K_{r_i} U_i L_i}{M_{B_i}} \quad (5-22)$$

其总长为：

$$l_{ob} = \sum_{i=1}^n l_i \quad (5-23)$$

模拟巷道中绝对热源的放热量为：

$$q_i = \frac{\sum Q_{Mi}}{M_{B_i}} \quad (5-24)$$

则模拟巷道中总的放热量为：



$$q_{\text{ob}} = \sum_{i=1}^n q_i \quad (5-25)$$

用加权平均计算模拟巷道的平均围岩温度:

$$t_{\text{gum}} = \frac{\sum_{i=1}^n t_{\text{gut}} l_i}{l_{\text{ob}}} \quad (5-26)$$

根据上述建立的虚拟参量的计算式, 可建立如下的风流热平衡式:

$$i_k - i_1 = l_{\text{ob}} \left[ t_{\text{gum}} - \frac{1}{2}(t_1 + t_k) \right] + q_{\text{ob}} \quad (5-27)$$

则由式(5-27)运用多元回归分析和焓值与风温的平方关系, 可求得矿井内某点风温计算式如下:

$$t_k = \frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} A^2 + D} \quad (5-28)$$

式中  $t_k$  ——被测点风温;

$A, D$  ——组合参数。

### 5.1.3 数值分析法

这类方法是以工程热力学、传热学和流体力学等为基础, 建立热传导微分方程式, 以矿井实际热状况为边界条件和初始条件, 求解被测点热状态参数。主要有以下几种方法。

#### 5.1.3.1 福斯法

福斯法的数学模型为:

$$M_B c_p dt = K(a) \frac{U}{R} c_p \frac{\Delta t}{\Delta i} \lambda (t_{\text{gu}} - t) dy \quad (5-29)$$

式中  $K(a)$  ——时效系数,  $K(a) = K_\tau R_0 / \lambda$ ;

$t_1, t_2$  ——巷道始末端风温,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$R_0$  ——巷道当量半径,  $R_0 = 0.564 \sqrt{F}$ , m;

$F$  ——巷道断面积,  $\text{m}^2$ ;

$\lambda$  ——围岩的热导率,  $\text{W}/(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。

由式(5-29)可求得巷道的终端风温为:

$$t_2 = t_{\text{gu}} - (t_{\text{gu}} - t_1) \exp \left[ - \frac{ULc_p K(a) \lambda \Delta t / \Delta i}{M_B c_p R_0} \right] \quad (5-30)$$

此方法是以风流的等湿加热过程为基础, 因而具有片面性, 故仅适用于干燥巷道。

### 5.1.3.2 舍尔巴尼法

舍尔巴尼法建立的数学模型为:

$$M_B c_p (t_2 - t_1) + r(d_2 - d_1) = K_r UL \left[ t_{gu} - \frac{1}{2}(t_1 + t_2) \right] + \sum Q_M \quad (5-31)$$

要根据此式求解巷道终温  $t_2$ ，主要是求出围岩与风流的不稳定换热系数  $K_r$  和风流的含湿量  $d$ 。舍尔巴尼做了如下假定:

(1) 矿内巷道为一无限的空心圆柱体，沿水平巷道长度方向岩体的温度梯度为零;

(2) 围岩均质，各向同性，常物性;

(3) 围岩的原始岩温仅随深度变化;

(4) 稳态温度场。

在上述条件下，围岩热传导微分方程为:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial t}{\partial R} \right) \quad (5-32)$$

边界条件及初始条件为:

当通风时间  $\tau=0$  时， $t_{gu}=t$ ;

当  $\tau>0$ ， $R \rightarrow \infty$  时， $t \rightarrow t_{gu}$ ;

当  $R=R_0$  时， $-\lambda \frac{\partial t}{\partial R} + a(t_0 - t_B) = 0$ 。

舍尔巴尼根据巷道的不同通风时间和自然状况，确定了围岩与风流的不稳定换热系数  $K_r$  值的不同求解方法。他还确定了在一个标准大气压力下风流的饱和含湿量  $d_s$  与风温  $t$  之间的关系:

$$d_s = f(t) = m + nt + lt^2 \quad (5-33)$$

从而某一深度风流的含湿量为:

$$d = K_p \varphi d_s \quad (5-34)$$

式中  $K_p$ ——气压校正系数;

$\varphi$ ——风流的相对湿度，可取经验值;

$m, n, l$ ——系数，取决于风温的变化范围。

### 5.1.3.3 田野、平松法

田野、平松法的数学模型为:

$$M_B \Delta i = \eta \lambda L \left[ t_{gu} - \frac{1}{2}(t_1 + t_2) \right] + \sum Q_M \quad (5-35)$$

巷道的水分蒸发量为:

$$M_B(d_2 - d_1) = \frac{LUa\varphi \left[ d_s - \frac{1}{2}(d_1 + d_2) \right]}{c_p} \quad (5-36)$$

从而可解得巷道终端的风温计算式为：

$$t_2 = t_1 \frac{\eta\lambda L(t_{gu} - t_1) - rM_B(d_2 - d_1) + \sum Q_M}{M_B c_p + \frac{1}{2}\eta\lambda L} \quad (5-37)$$

式中  $d_1, d_2$ ——巷道始末端风流含湿量, kg/kg;

$r$ ——水蒸气的汽化潜热, kJ/kg;

$\eta$ ——失效系数;

$a$ ——时效系数, kW/(m<sup>2</sup> · °C);

$\varphi$ ——巷道的潮湿率, 等于巷道潮湿部分与整个壁面面积之比;

$d_s$ ——巷道壁面温度为  $t_s$  时的饱和含湿量, kg/kg。

舍尔巴尼法和田野、平松法均考虑了风流的湿交换过程, 因而比较符合实际, 适用于大多数矿井。

## 5.2 围岩热传导及调热圈

### 5.2.1 围岩热传导微分方程

井筒围岩和风流的热交换是非常复杂的, 为了便于研究, 特作如下假定:

(1) 井筒为无限长空心圆柱体, 并且围岩原始温度沿井深按线性规律变化。

(2) 从井壁散发的全部热量用于空气的温升和加湿。

(3) 围岩是各向同性的、均质的, 热物理参数是不变的。

在上述假设的条件下, 围岩热传导的微分方程和热交换的单值条件为:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial t}{\partial R} \right) \quad (5-38)$$

初始条件为:

在  $\tau = 0$  时,  $t = t_{gu}$ ,  $R_0 < R < \infty$ ;

边界条件为:

$$\left( \frac{\partial t}{\partial R} \right)_{R=R_0} - \frac{\alpha}{\lambda} [t - t(\tau)]_{R=R_0} = 0$$

$$\lim_{R \rightarrow \infty} t(R, \tau) = t_{gu}$$

式中  $R_0$ ——井筒半径, m;

$R$ ——由井筒中心到围岩中任一深度的半径, m;

$t$ ——井筒壁温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{\text{gu}}$ ——围岩的原始温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t(R, \tau)$ ——围岩中任一点的温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t(\tau)$ ——风流温度, 随时间  $\tau$  变化,  $^{\circ}\text{C}$ 。

### 5.2.2 调热圈及其相关概念

在岩体未开挖巷道之前, 基本上处于一种热平衡状态, 即各点的温度为原始岩温。当巷道通风后, 这种热平衡状态遭到破坏, 岩体向风流散热, 风流又将热量带走; 与此同时, 岩体内部的温度不断降低, 并且温度降低的范围不断延伸到岩体内部, 直至达到新的热平衡状态。围岩由壁面向内部温度逐渐升高, 直到原岩温度, 但升温率 (近似以巷道为轴线, 向围岩深部单位长度岩体的温度增量) 逐渐降低。根据风流对围岩的冷却程度, 一般规定自岩壁往围岩内部温度达到原岩温度的 99% 的这段区域为风流对围岩的冷却影响范围, 称为井巷围岩的调热圈。

$$\frac{|t - t_{\text{gu}}|}{t_{\text{gu}}} \geq 0.01 \quad (5-39)$$

式中  $t_{\text{gu}}$ ——原始岩温,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t$ ——围岩中任一点的温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

调热圈内的温度分布状况称为调热圈的温度场。调热圈内温度相同的各点连接起来组成了调热圈的等温面, 若近似以巷道中心线为轴线, 则调热圈的各等温面近似为一组同心圆柱面。从轴线到温度为原岩温度的等温圆柱面的直线距离称为调热圈的调热圈半径。调热圈温度场如图 5-1 所示。

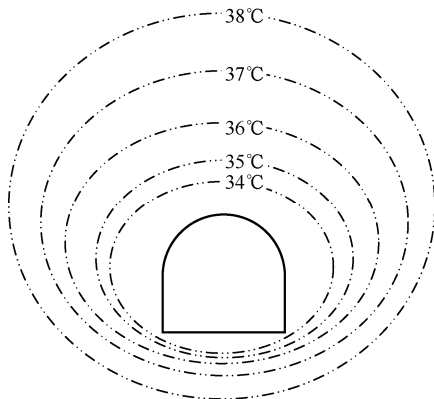


图 5-1 调热圈温度场

影响调热圈半径大小的因素有风流温度、原岩温度、岩石的热导率及孔隙率

等热物理性质，岩壁与风流间的热湿交换状况，以及通风时间等。在通风的条件下，围岩的调热圈半径是随着向风流的放热而不断变大的。一般地，新掘进的巷道的调热圈较小，随着通风时间的增加，调热圈半径不断变大，但其向围岩深处的扩展速度逐渐变慢。在围岩被冷却的过程中，由于温差和温度梯度的逐渐降低，围岩对风流的传热量也逐渐减小。随着通风时间的进一步增长，调热圈半径的扩展速度越来越慢，甚至不再随时间有明显的变化。显然，调热圈在起缓冲作用，它使围岩体内的巨大热量不是突然而是渐渐地散发到气流中。

### 5.2.3 调热圈半径的计算

井巷围岩调热圈的大小与通风时间有关。某一时刻，围岩与风流换热的热传导方程为：

$$\frac{\partial^2 t}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial t}{\partial R} = 0 \quad (5-40)$$

巷壁  $R=R_0$  处，围岩向壁面传热的热流密度等于巷壁向风流换热的热流密度：

$$-\lambda \frac{dt}{dR} \Big|_{R=R_0} = \alpha (t_w - t_f) \quad (5-41)$$

调热圈边界  $r=r_n$ ， $t=t_y$ ；巷壁  $r=R_0$ ， $t=t_w$ 。积分整理得：

$$\frac{r_n}{R_0} = \exp \left( \frac{1}{K_{\text{ут}}} - \frac{1}{B_i} \right) \quad (5-42)$$

若掘进时间短，围岩可视为半无限体，则有：

$$\frac{t - t_f}{t_y - t_f} = \text{erf} \left( \frac{x}{2\sqrt{a\tau}} \right) \quad (5-43)$$

式中 erf —— 高斯误差函数：

$$\text{erf}(U) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^U e^{-u^2} du$$

$$U = \frac{x}{2\sqrt{a\tau}}$$

$x$  —— 围岩内任意点到巷壁距离，m。

则

$$x = 2U\sqrt{a\tau} \quad (5-44)$$

井巷围岩调热圈的半径为  $R_n = R_0 + x$ 。巷道掘进时间越长，井巷围岩调热圈越大，调热圈半径与掘进时间呈平方根关系。

根据国内外大量的观测资料，井巷调热圈的厚度一般在通风 3 年之后趋于稳定。围岩调热圈的厚度一般为 15~40m，其中砂岩为 10~20m，页岩为 8~10m，煤为 3~5m。

### 5.3 流体与固体壁直接接触时的对流传热微分方程组

单相流体与壁表面之间仅发生单一的对流传热。当不计质量力和耗散热时，单相流体对流传热的二维稳定流动微分方程组如下。

(1) 连续性方程式。连续流动遵循质量守恒规律。由质量守恒原理，在稳态流动情况下，流入微元体的流体质量等于流出的质量，由此导出二维常物性不可压缩流体稳态流动连续性方程：

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} = 0 \quad (5-45)$$

(2) 动量方程式。描述流体速度场，可通过分析微元体的动量守恒建立。由牛顿第二定律（作用力=质量×加速度），作用在微元体上各外力的总和等于它的惯性力。一般情况下，作用力一般包括体积力（重力、离心力、电磁力等）和表面力（由黏性引起的切应力及法应力、压力等），由此得到动量微分方程，又称纳维-斯托克斯（Navier-Stokes）方程，简称 N-S 方程：

$$v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} = \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (5-46)$$

$$v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} = \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (5-47)$$

(3) 能量方程式。能量微分方程式描述流体的温度场，可通过能量守恒原理分析进出微元体的各项能量来建立。在对流换热情况下能量守恒计算的项目一般有导热、热对流传递的能量、外力对微元体做功产生的热（耗散热）、内热源产生的热等。在不计耗散热和内热源的情况下，能量方程式为：

$$\rho c_p \left( v_x \frac{\partial t}{\partial x} + v_y \frac{\partial t}{\partial y} \right) = \lambda \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right) \quad (5-48)$$

(4) 边界条件。采用第二类边界条件，即已知任何时刻物体边界面上的热流密度。因为傅里叶定律给出了热流密度矢量与温度梯度之间的关系，所以第二类边界条件等于已知任何时刻物体边界面  $s$  法向的温度变化率的值。值得注意，已知边界面上温度变化率的值，并不是已知物体的温度分布，因为物体内部各处的温度梯度和边界面上的温度值都还是未知的。第二类边界条件可以表示为：

$$q = \alpha(t_a - t_f) = -\lambda \left. \frac{dt}{dn} \right|_s \quad (5-49)$$

式中  $v_x, v_y$ ——分别为流体在  $x$  方向和  $y$  方向的流速，m/s；

$\mu$ ——流体动力黏度，N·s/m<sup>2</sup>；

$\rho$ ——流体密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;

$p$ ——流体的压力,  $\text{Pa}$ ;

$c_p$ ——流体的定压比热,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$t$ ——流体的温度,  $^\circ\text{C}$ ;

$\lambda$ ——流体的导热系数,  $\text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$q$ ——热流量,  $\text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$\alpha$ ——对流传热系数,  $\text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$t_a$ ——壁面温度,  $^\circ\text{C}$ ;

$t_f$ ——流体平均温度,  $^\circ\text{C}$ ;

$\left. \frac{dt}{dn} \right|_s$ ——壁面  $s$  处流体一侧沿法线方向的温度梯度,  $^\circ\text{C}/\text{m}$ 。

式 (5-45) ~ 式 (5-49) 构成了单相流体与壁表面间对流传热的微分方程组。

## 5.4 空气流过自由水面时的对流传热传质微分方程组

干空气或未饱和空气流过水面或潮湿固体壁面时, 只要空气中水蒸气浓度不一致或压力不平衡, 或水面与空气之间及湿壁与空气之间存在温差, 则空气与水面或湿壁之间同时发生能量与质量的传递, 这种传递过程称为对流传热传质。

对流传热传质与单一的对流传热或单一的对流传质不同之处在于能量的传递过程中伴随着质量的扩散, 质量的扩散中又有能量的传递, 二者相互影响、相互制约, 共同存于同一个物理过程中。

在研究含有自由水面的对流传热传质问题时, 通常采取的方法是先不考虑传热传质之间的相互影响, 即在研究传热时先不考虑传质扩散引起的能量传递, 因而描述能量传递的方程式与前述单相流体的对流传热能量方程式 (5-48) 和式 (5-49) 相同。而在一般蒸发的条件下, 浓度扩散占的份额很大 (84%~90%); 压力扩散的数量达到 16%, 而热扩散部分仅占 1%, 因此大多数情况下都忽略热扩散的影响, 即在研究扩散时, 认为温度差及压力差不太大, 温度差与压力差引起的质量扩散很小, 可以略去不计。水面处空气达到饱和, 在这些条件下扩散方程式及其边界条件分别为:

$$D \left( \frac{\partial^2 c}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 c}{\partial y^2} \right) = v_x \frac{\partial c}{\partial x} + v_y \frac{\partial c}{\partial y} \quad (5-50)$$

$$m = \beta(c_a - c_f) = -D \left. \frac{dc}{dn} \right|_s \quad (5-51)$$

式中  $m$ ——质量流,  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ;

$D$ ——水蒸气在空气中的扩散系数,  $\text{m}^2/\text{s}$ ;

$c$ ——空气中水蒸气的浓度,  $\text{kg/m}^3$ ;

$c_a$ ——饱和边界层中水蒸气的浓度,  $\text{kg/m}^3$ ;

$c_f$ ——空气中水蒸气的平均浓度,  $\text{kg/m}^3$ ;

$\beta$ ——对流传质系数,  $\text{m/s}$ ;

$\frac{dc}{dn}\bigg|_s$ ——水面  $s$  处空气一侧沿法线方向  $n$  的浓度梯度,  $\text{kg/m}^4$ 。

式 (5-45) ~ 式 (5-51) 构成了对流传热传质的微分方程组, 由于在建立能量方程式与扩散方程式时没有考虑二者之间的相互影响, 所以传热方程与传质方程相互独立。式 (5-45) ~ 式 (5-51) 实际上组成了两个独立方程组, 式 (5-45)、式 (5-46)、式 (5-47)、式 (5-48) 和式 (5-49) 为对流传热微分方程组, 式 (5-45)、式 (5-46)、式 (5-47)、式 (5-50) 和式 (5-51) 为对流传质微分方程组, 可以独立求解, 但要求它们各自的解析解是非常困难的。因此一般通过对方程组进行相似分析, 再通过实验求出传热系数和传质系数的表达式。

在空气与水面之间的传热传质计算中, 若温差、压差不太大时, 温差与压差引起的传质扩散很小, 可以略去不计, 但扩散引起的传热必须计算。因此在计算传热传质引起的总热交换量时, 可根据前述的独立传热系数和独立传质系数分别由式 (5-49) 和式 (5-51) 计算出空气与水面之间的显热交换和潜热交换, 二者之和即为总热交换量, 即:

$$q_z = \alpha(t_a - t_f) + r\beta(c_a - c_f) \quad (5-52)$$

式中  $q_z$ ——空气与水面之间总热交换量,  $\text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ;

$r$ ——水的汽化潜热,  $\text{J/kg}$ 。

## 5.5 湿壁巷道与风流间的热湿交换

围岩的传热主要是通过巷道壁而不是通过湿迁移或水体传热, 称为干壁巷道传热。干壁巷道传热在实际中很少, 矿山巷道多是潮湿的, 当空气流经这些巷道时, 一般都要同时发生对流传热传质。空气和像潮湿巷道这样的润湿固体材料之间的传热传质与空气和固体壁面的传热及空气和水面之间的传热传质有本质差别, 下面将讨论适用于湿壁巷道的基本的传热传质物理定律。

### 5.5.1 湿壁巷道与风流之间的热湿交换的微观解释

热传递的分子机理模型, 在不考虑湿传递的复杂条件下, 可以解释如下: 在热传递表面附近有一个薄薄的边界层, 那里的热传递仅仅是由于分子热传导引起的; 存在有一个短暂的区域, 那里的热传递是由导热和对流两个因素引起的 (边



界层有微小的紊流);最后是紊流的核心区,那里的热传递是依靠水力的掺混(分子热传递)。伴随湿传递的热传递分子机理在某些程度上会有些改变。蒸发表面法向方向上的质量流量加速了分子热传递,因此会引起传热系数的增加,其他条件不变。另外,高强度的对流过程,伴随着物质的量的增加,导热系数也会增加。湿传递对热传递的影响可以用改变微分方程式的体系获得的准则来准确地描述,而这些准则描述了固体表面的热传递规律及沿表面的空气流温度场。

## 5.5.2 湿壁巷道对流传热传质微分方程组

矿井围岩与风流的热湿交换是非常复杂的,为了便于研究,特作如下假定:

- (1) 井筒为无限长空心圆柱体,采用柱坐标,以水平巷道为例。
- (2) 风流为一维沿轴向的稳定流动。
- (3) 热湿交换过程为一维沿径向的非稳态过程。
- (4) 风流为常物性、不可压缩流体。
- (5) 从井壁散发的全部热量用于空气的温升和加湿,即不计耗散热。
- (6) 不计质量力。
- (7) 围岩是各向同性的、均质的,热物理参数是不变的。
- (8) 在研究扩散时,认为温度差及压力差不太大,温度差与压力差引起的质量扩散很小,可以略去不计。

在上述有关假设和近似条件下,湿壁巷道对流传热传质微分方程组宜采用柱坐标形式。另外,风流在巷道内的流动为典型的哈根-泊肃叶流动,其速度场可按以下方法求解。

水平巷道的质量力可以忽略不计。如果巷道很长,即在输送方向上流动是均匀的。假定输送流量是恒定的,因此流动是定常的。于是,从流体力学角度,可求解以下问题:

在无限长水平圆管内的黏性不可压缩流体的定常层流流动中,已知圆管直径  $D$ 、长度  $L$ 、流量和流体的物性(如密度和黏度),可计算两截面 1 和 2 间的压强差  $p_1 - p_2$ 。

不可压缩牛顿流体运动的基本方程在柱坐标系  $(r, \varphi, z)$  中的表达式如下。

(1) 连续性方程。

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial v_z}{\partial z} + \frac{v_r}{r} = 0 \quad (5-53)$$

(2) 动量方程。

$$\frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{v_\varphi^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + g_r + \nu \left( \nabla^2 v_r - \frac{v_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} \right) \quad (5-54)$$

$$\frac{\partial v_\varphi}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + v_z \frac{\partial v_\varphi}{\partial z} + \frac{v_r v_\varphi}{r} = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + g_\varphi + \nu \left( \nabla^2 v_\varphi + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} - \frac{v_\varphi}{r^2} \right) \quad (5-55)$$

$$\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \varphi} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + g_z + \nu \nabla^2 v_z \quad (5-56)$$

边界条件:

$$v_r \Big|_{r=\frac{D}{2}} = v_\varphi \Big|_{r=\frac{D}{2}} = v_z \Big|_{r=\frac{D}{2}} = 0 \quad (5-57)$$

在本问题中, 流体在无限长直圆管中由流向压降驱动时, 可以设想流动是单向的平行流动; 并且由于圆管无限长, 单向流动沿流动方向是均匀的, 在周向是轴对称的。根据以上分析, 可根据其流动特征将要解的流场简化为:

$$v_z = v(r), \quad v_r = v_\varphi = 0, \quad \frac{\partial}{\partial \varphi} = 0, \quad g_{r,\varphi,z} = 0 \quad (5-58)$$

将式 (5-58) 的模型流场依次代入基本方程和边界条件, 可以得到以下结果:

① 将  $v_r = v_\varphi = 0$  和  $\frac{\partial v_z}{\partial z} = \frac{\partial v(r)}{\partial z} = 0$  代入式 (5-53), 连续方程得到满足;

② 将  $v_r = v_\varphi = 0$  代入式 (5-54), 得  $\frac{\partial p}{\partial r} = 0$ ;

③ 将  $v_r = v_\varphi = 0$  和  $\frac{\partial p}{\partial \varphi} = 0$ , 代入式 (5-55),  $\varphi$  方向的运动方程自动满足;

由②和③求得的压强只是流向  $z$  的函数, 即  $p = p(z)$ ;

④ 将  $v_r = v_\varphi = 0$  和  $\frac{\partial v_z}{\partial r} = \frac{\partial v_z}{\partial \varphi} = 0$  代入式 (5-56),  $z$  方向的运动方程简化为:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \mu \nabla^2 v = \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{dv}{dr} \right) \right] = \text{常数} = -\frac{p_1 - p_2}{L} \quad (5-59)$$

式 (5-59) 中  $\frac{\partial p}{\partial z}$  只是  $z$  的函数, 而  $\mu \nabla^2 v$  只是  $r$  的函数, 要使等式成立, 两者都必须为常量。

⑤ 将  $v_r = v_\varphi = 0$  代入式 (5-57), 求解式 (5-59) 的边界条件为:

$$v \Big|_{r=\frac{D}{2}=R} = 0 \quad (5-60)$$

简化的基本方程和边界条件[式 (5-59) 和式 (5-60)]构成定解问题, 只要解出该边值问题, 它就是满足基本方程[式 (5-53)~式 (5-56)]和边界条件[式 (5-57)]的解。由简化后的式 (5-59) 可看出, 非线性的惯性项消失了, 只需积分两次,

就可得到它的一般解, 将式 (5-59) 积分一次得:  $r \frac{dv}{dr} = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dz} r^2 + C_1$ , 再积分一

次得:  $v = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dz} r^2 + C_1 \ln r + C_2$ 。

根据该问题的物理特性, 在管道中的流动速度应处处有界, 所以必有  $C_1=0$ 。  
由管壁边界条件式 (5-60), 得  $C_2 = -\frac{1}{4\mu} \frac{dp}{dz} R^2$ 。因为  $\frac{dp}{dz} = -\frac{p_1 - p_2}{L}$ , 速度场的解析解为:

$$v(r) = \frac{1}{4\mu} \left( \frac{p_1 - p_2}{L} \right) (R^2 - r^2) \quad (5-61)$$

由此, 其速度场得解。

(3) 能量方程式。由于巷道围岩与风流间的热湿交换为一维非稳态过程, 不易求出精确解析解, 故仅列出其能量方程式。能量方程式的完整柱坐标形式为:

$$c_p \frac{\partial t}{\partial \tau} + c_p v_r \frac{\partial t}{\partial r} + c_p \frac{v_\phi}{r} \frac{\partial t}{\partial \phi} + c_p v_z \frac{\partial t}{\partial z} = \frac{\lambda}{\rho} \nabla^2 T + \dot{q} + \phi \quad (5-62)$$

根据传热及流动特征, 作出如下简化:

① 如前速度场,  $v_z = v(r), v_r = v_\phi = 0$ ;

② 一维径向非稳态传热,  $\frac{\partial t}{\partial \phi} = 0$ ;

③ 无内热源,  $\dot{q}=0$ ;

④ 不计黏性耗散,  $\phi=0$ 。

由此, 得到简化后的能量方程式:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + v_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (5-63)$$

初始条件: 在  $\tau=0$  时,  $t|_{\tau=0}(r, z) = t_{gu}$ ,  $0 < r < D/2$

边界条件: 在  $r = \frac{D}{2}$  处,  $-\lambda \frac{dt}{dr} \Big|_{r=\frac{D}{2}} = \alpha(t_w - t_f)$

式中  $t_f$ ——风流平均温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_w(r, \tau)$ ——巷道壁面温度,  $^{\circ}\text{C}$ , 由围岩内部导热规律求得,  $t_w \left( \frac{D}{2}, 0 \right) = t_{gu}$ ;

$t_{gu}$ ——围岩的原始岩温,  $^{\circ}\text{C}$ 。

(4) 扩散方程式。由于质量传递与能量传递在机理上是相似的, 因此直接给出按假设简化后的扩散方程式:

$$\frac{\partial c}{\partial \tau} + v_z \frac{\partial c}{\partial z} = D \left( \frac{\partial^2 c}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial c}{\partial r} + \frac{\partial^2 c}{\partial z^2} \right) \quad (5-64)$$

初始条件: 在  $\tau=0$  时,  $c|_{\tau=0}(r, z) = c_0$ ,  $0 < r < D/2$

$$\text{边界条件: 在 } r = \frac{D}{2} \text{ 处, } -D \frac{dc}{dr} \bigg|_{r=\frac{D}{2}} = \beta(c_w - c_f)$$

式中  $c_0$ ——相对湿度为 100% 时对应的水蒸气浓度,  $\text{kg/m}^3$ ;

$c_w$ ——饱和空气层中的水蒸气浓度,  $\text{kg/m}^3$ ;

$c_f$ ——风流中水蒸气的平均浓度,  $\text{kg/m}^3$ 。

(5) 对流传热传质综合效应的能量方程式。由于湿壁巷道的湿传递会以潜热的方式影响到热交换量, 式 (5-63) 未考虑传热传质相互影响, 因此采用式 (5-63) 计算湿壁巷道对流传热传质过程引起的总热交换量会产生一定的误差。另外, 该式还未考虑潮湿巷道这一特有固体边界条件, 也会带来一定的误差。鉴于上述原因, 故需对能量方程式及其边界条件进行修正。

考虑到柱坐标表示的方程推导不易理解, 因此先用二维直角坐标进行推导, 再应用直角坐标与柱坐标的关系进行转换。

能量方程可通过取微元体得到。在建立能量方程式时, 假设温度梯度与浓度梯度引起的热交换量相当, 二者相互影响、相互制约, 共同决定微元体的能量收支平衡; 水蒸气的过热量与汽化潜热比较小, 可以忽略不计。

$x$  轴方向传导的净热量、对流传送的净热量、分子扩散的净热量、对流扩散的净热量分别为:

$$q_{1_x} - \left( q_{1_x} + \frac{\partial q_{1_x}}{\partial x} \right) = \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} dx dy \quad (5-65a)$$

$$q_{2_x} - \left( q_{2_x} + \frac{\partial q_{2_x}}{\partial x} \right) = -\rho c_p \frac{\partial (tv_x)}{\partial x} dx dy \quad (5-65b)$$

$$q_{3_x} - \left( q_{3_x} + \frac{\partial q_{3_x}}{\partial x} \right) = Dr \frac{\partial^2 c}{\partial x^2} dx dy \quad (5-65c)$$

$$q_{4_x} - \left( q_{4_x} + \frac{\partial q_{4_x}}{\partial x} \right) = -r \frac{\partial (cv_x)}{\partial x} dx dy \quad (5-65d)$$

$x$  轴方向传递的总热量由式 (5-65a) ~ 式 (5-65d) 相加得:

$$\left[ \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} - \rho c_p \frac{\partial (tv_x)}{\partial x} + Dr \frac{\partial^2 c}{\partial x^2} - r \frac{\partial (cv_x)}{\partial x} \right] dx dy \quad (5-65e)$$

同理,  $y$  轴方向传递的总热量为:

$$\left[ \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} - \rho c_p \frac{\partial (tv_y)}{\partial y} + Dr \frac{\partial^2 c}{\partial y^2} - r \frac{\partial (cv_y)}{\partial y} \right] dx dy \quad (5-65f)$$

由能量守恒, 式 (5-65e) 和式 (5-65f) 的和应等于微元体能量的增量, 其焓

值为  $\rho c_p \frac{\partial t}{\partial \tau} dx dy$ 。

从而得到:

$$\begin{aligned} \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} - \rho c_p \frac{\partial (tv_x)}{\partial x} + Dr \frac{\partial^2 c}{\partial x^2} - r \frac{\partial (cv_x)}{\partial x} + \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} - \\ \rho c_p \frac{\partial (tv_y)}{\partial y} + Dr \frac{\partial^2 c}{\partial y^2} - r \frac{\partial (cv_y)}{\partial y} = \rho c_p \frac{\partial t}{\partial \tau} \end{aligned} \quad (5-65g)$$

应用连续性方程进行化简可得:

$$\rho c_p \left( \frac{\partial t}{\partial \tau} + v_x \frac{\partial t}{\partial x} + v_y \frac{\partial t}{\partial y} \right) + r \left( v_x \frac{\partial c}{\partial x} + v_y \frac{\partial c}{\partial y} \right) = \lambda \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right) + Dr \left( \frac{\partial^2 c}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 c}{\partial y^2} \right) \quad (5-65h)$$

再转化为柱坐标形式最终得到对流传热传质综合效应的能量方程式:

$$\rho c_p \left( \frac{\partial t}{\partial \tau} + v_z \frac{\partial t}{\partial z} \right) + rv_z \frac{\partial t}{\partial z} = \lambda \left( \frac{\partial^2 t}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial t}{\partial R} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + Dr \left( \frac{\partial^2 c}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial c}{\partial R} + \frac{\partial^2 c}{\partial z^2} \right) \quad (5-66)$$

初始条件: 在  $\tau = 0$  时,  $t|_{\tau=0}(r, z) = t_{gu}$ ,  $c|_{\tau=0}(r, z) = c_0$ ,  $0 < R < D/2$

边界条件: 在  $R = \frac{D}{2}$  处,  $-\lambda \frac{dt}{dR} \Big|_{R=\frac{D}{2}} - Dr \frac{dc}{dR} \Big|_{R=\frac{D}{2}} = \alpha(t_w - t_f) + \beta r(c_w - c_f)$

## 5.6 井巷围岩与风流热湿交换影响因素分析

### 5.6.1 矿内风流的流动状态

井下风流的流态是层流流动、紊流流动还是过渡流, 需要根据无量纲数雷诺数来判断。雷诺数的定义为  $Re = vd/\nu$ 。其中  $v$  为风流流动速度,  $d$  为风道湿润半径,  $\nu$  为风流的运动黏度。相关研究表明, 当雷诺数大于 2300 时, 风流处于层流流动状态; 当雷诺数介于 2300~8000 时, 流动处于过渡流状态; 当雷诺数超过 8000 时, 流动一般处于湍流状态。对于矿内巷道而言, 根据巷道尺寸和《金属非金属矿山安全规程》《煤矿安全规程》的关于井巷最低风速的规定, 矿内通风巷道中的风流流动状态均应为湍流流动状态。

### 5.6.2 对流换热的特征和影响因素

#### 5.6.2.1 对流换热的特征

流体和固体直接接触时相互换热的过程称为对流换热。在对流换热的过程中

既包括流体位移所产生的对流作用，同时也包括流体分子间的导热作用。

在流体中的导热现象，和在固体中一样，完全是由于温度梯度和热导率来决定的。而对流时的热量转移则是和流体的转移结合在一起的。这就使得对流换热现象变得极为复杂，因为流体的转移与运动发生的原因、运动的情况、流体的种类和物性及固体的表面形状和面积的大小都有关系。所以对流换热是一个极为复杂的过程，要取决于很多不同的因素，特别是在矿井中尤为突出。

### 5.6.2.2 影响对流换热的因素

(1) 按运动发生的原因。风流沿井巷流动主要是在通风机的作用下实现的，但是，在通风线路上由于温差和高差的存在，便产生了热风压，同样影响了风流的流动。因此，在矿井通风系统中同时存在受迫运动和自然对流两种流态。

(2) 按风流流动的状况。风流沿井巷的流动存在两种不同的状况。其一是，在风速较小时，其各部分均沿井巷壁面作平行运动，互不干扰，即为层流；其二是，当风速较大时，风流各部分的运动呈不规则的混乱状态，并有旋涡产生，即为紊流。在紊流状况下，并不是风流各部分都是不规则的运动，在靠近井巷壁面处总有一薄层风流仍保持着层流的特征，这就是所谓的边界层。

(3) 在放热过程中，流体的运动状况具有决定性的意义。层流时，热量转移主要靠导热，其数值的大小取决于流体的热导率，而空气的热导率是非常小的，因此，传热量较小；紊流时，只有在边界层中靠导热来传递热量，而紊流核心中的热量转移则依靠流体各部分的剧烈位移，由于紊流核心部分的热阻非常小，因此紊流时传热强度较大。

(4) 流体的物理性质。直接影响传热过程的物理参数有热导率、密度、热容和动力黏度。例如，物体在水中要比在空气中冷却的快，是因为水的热导率远大于空气。放热表面的形状和大小：不同的换热表面会导致不同的运动状况和换热条件。在矿井中，巷道的表面是千变万化的，为了减小围岩的放热量，要尽量减小进风线路的长度。

井巷围岩与风流之间的热交换过程属于对流换热，在一般的工程实践中可采用常用的对流换热系数（表面放热系数）来展开计算。由于不稳定换热系数基于岩石的非稳态导热，更多地考虑了围岩与风流之间的换热影响因素，因此也更加符合事实，计算起来也更加准确。

## 5.6.3 对流换热系数

在研究围岩与风流间的热湿交换时，多半是井巷壁面自岩石向风流放热，因此矿井内常把此参数称为巷壁对风流的放热系数，简称放热系数  $\alpha[\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})]$ 。对流换热系数表征的是固体壁面与流体之间的热量交换强弱的一个物理量，它不

是一个物性常数,其值是多种影响因素的复杂函数,包括壁面的几何形状与尺寸、壁面的粗糙度、流体的类型、密度、比热、流动速度等。因此,难以从理论上给出一个确定的计算公式来得到对流换热系数。

一般可通过实验获得对流换热系数的计算公式,实验依据的是相似实验理论和量纲分析理论。通过量纲分析和相似实验确定的井巷围岩与风流间的对流换热系数满足的无量纲关系式的一般形式如下:

$$Nu = CRe^m Pr^n \quad (5-67)$$

式中  $Nu$ ——努谢尔特准数,表示流体内部的导热热阻与流体相对于固体壁面的对流热阻的比值,  $Nu = hd / \lambda'$ ;

$Pr$ ——动量扩散与热扩散之比,  $Pr = \mu c' / \lambda'$ ;

$\lambda'$ ——风流导热系数,  $J/(m^2 \cdot s \cdot ^\circ C)$ ;

$c'$ ——风流定压比热,  $J/(kg \cdot ^\circ C)$ ;

$\mu$ ——风流动力黏度,  $sN/m^2$ 。

$m, n$ ——变化指数,依赖于具体的情况,为无量纲常数。

许多专家学者都对这个对流换热系数进行了深入的研究,其中日本学者平松良雄等通过对计算光滑圆管的对流换热系数的实验式进行推广,得到了关于粗糙围岩壁面与风流间对流换热的关系式:

$$Nu = \frac{EuRe}{8} \quad (5-68)$$

式中  $Eu$ ——阻力系数,  $Eu = 2\Delta p d / (L\rho'v^2)$ 。

$\Delta p$ ——巷道通风阻力, Pa;

$d$ ——巷道当量直径, m;

$L$ ——巷道长度, m;

$\rho'$ ——风流密度,  $kg/m^3$ ;

$v$ ——风流运动黏度,  $m^2/s$ 。

苏联学者舍尔巴尼通过对矿井围岩与风流的对流换热特性的研究,对表征对流换热系数与其影响因素之间关系的准则方程进行了适当的简化,加入了井巷壁面的粗糙程度对于对流换热系数的影响,得到了具有代表性的对流换热系数求解公式:

$$h = 2.33\varepsilon G^{0.8} U^{0.2} / A \quad (5-69)$$

式中  $h$ ——对流换热系数,  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;

$A$ ——巷道的断面面积,  $m^2$ ;

$G$ ——风流的质量流量,  $kg/s$ ;

$\varepsilon$ ——巷道的壁面粗糙度;

$U$ ——巷道的断面周长, m。

在舍尔巴尼得到的实用式的基础之上，日本学者田野等人又经过细化的实验，给出了常见的矿井三种不同支护条件下的对流换热系数求解公式，见表 5-1。

表 5-1 三种不同支护条件下的对流换热系数  $h$

支护形式	对流换热系数 $h[W/(m^2 \cdot ^\circ C)]$
无支护形式	$h = 7.7v^{0.8}d^{-0.2}$
木支护形式	$h = 9.3v^{0.8}d^{-0.2}$
混凝土支护形式	$h = 5.3v^{0.8}d^{-0.2}$

我国的一些专家学者也对这个问题进行了深入研究，提出了一些计算公式，如晁世跃、王英敏等搭建了实验装置，将考虑流体流态的普朗特类比式推广到井巷围岩与风流间的对流换热情形，得出如下的关系式：

$$Nu = \frac{PrEuRe}{8\left[1-(1-Pr)\left(1-2.6\sqrt{Eu}\right)\right]}$$

(5-70)

5.6.4 不稳定传热系数

当干燥巷道中无其他热源时，内部原岩与巷道风流之间的热移动机理如下：在原岩中开凿巷道后，有比原岩温度低的风流通过时，因存在温差，故巷壁以对流放热方式向风流放热。与此同时，周围深部岩体也相应被冷却而形成冷却带。巷道中的风流获得热量后温度升高，随着时间的延长，原始岩温与风温的温差逐渐减少，巷壁向风流移动的热量也相应减少。原岩中的温度分布和巷道风温均随时间而变化，为一不稳定传热过程。这个过程包括了岩体内的热传导、岩壁与风流间的对流换热，是一个组合的不稳定传热过程。为了反映这一不稳定传热过程，常用围岩与风流之间不稳定传热系数来表示。

苏联学者舍尔巴尼在 1953 年提出，不稳定传热系数是指巷道围岩深部未冷却岩体与空气间温差 1℃时，每小时从 1m<sup>2</sup> 巷道壁面向（从）空气放出（吸收）的热量，它是围岩的热物理性质、井巷形状尺寸、通风强度及通风时间等的函数，并给出了不稳定传热系数的解析式：

$$K_{\tau} = \frac{\lambda}{R_0} f(Bi, Fo)$$

(5-71)

式中  $K_{\tau}$ ——不稳定传热系数，W/(m · °C)；  
 $R_0$ ——巷道当量半径，m， $R_0 = 0.564\sqrt{A}$  ；  
 $Bi$ ——毕欧准数， $Bi = \frac{\alpha R_0}{\lambda}$  ；  
 $Fo$ ——傅里叶准数， $Fo = \frac{\alpha \tau}{R^2} = \frac{\lambda_y \tau}{c_y \rho_y R_0}$  ；



$c_y, \rho_y, \lambda_y$ ——岩石的比热、密度、导热系数;

$\alpha$ ——岩石的导温系数,  $\text{m}^2/\text{s}$ ;

$\tau$ ——时间,  $\text{s}$ 。

日本学者平松良雄提出:

$$Q = \eta \lambda (t_r - t_a) \quad (5-72)$$

式中  $Q$ ——单位时间单位长度巷道围岩传给风流的热量,  $\text{W/m}$ ;

$t_r$ ——未受通风影响处的围岩温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_a$ ——风温,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\eta$ ——由巷道尺寸  $R_0$  ( $\text{m}$ )、壁面放热系数  $\alpha$ 、围岩密度  $\rho$  ( $\text{kg/m}^3$ )、比热  $c_y$  [ $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$ ]及经过时间  $\tau$  ( $\text{s}$ ) 决定的值。

实质上, 无因次不稳定传热系数  $K$  (又称经时系数) 的定义, 可以通过无因次温度来表达, 即:

$$K = \frac{R_0 \left( \frac{\partial t}{\partial r} \right)_{r=R_0}}{t_y - t_a} = f(Bi, Fo) \quad (5-73)$$

式中  $\left( \frac{\partial t}{\partial r} \right)_{r=R_0}$  ——巷壁的围岩温度梯度,  $^{\circ}\text{C/m}$ ;

$t_y$ ——原始岩温,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_a$ ——风温,  $^{\circ}\text{C}$ 。

显然

$$K_{\tau} = \frac{\lambda_y}{R_0} K \quad (5-74)$$

$$\eta = \frac{U}{R_0} K \quad (5-75)$$

由式 (5-75) 可知, 尽管对不稳定传热系数可以有各种不同的表达, 但它们的实质相同, 均为  $Bi$  和  $Fo$  的函数。

无因次不稳定传热系数的理论解, 是一由特殊函数 (Bessel 函数和 Kelvin 函数) 复合而成的函数, 计算繁杂, 在使用上不方便。我国学者胡汉华用五元回归方法求得足够精度的近似式计算极值, 与理论值的相关系数达到 0.99, 并能非常容易地编入计算机程序中。

$$K = \exp \left[ \left( A + B \ln Fo + C \ln^2 Fo \right) + \frac{A' + B' \ln + C' \ln^2 Fo}{Bi + 0.375} \right] \quad (5-76)$$

当  $1 \leq Fo < \infty$  时:

$$\begin{aligned} A &= 0.02001, & A' &= -1.061628; \\ B &= -0.2998413, & B' &= 0.1366794; \\ C &= 1.59764 \times 10^{-2}, & C' &= -9.702536 \times 10^{-3}. \end{aligned}$$

当  $1 > Fo > 0$  时:

$$\begin{aligned} A &= 2.409134 \times 10^{-2}, & A' &= -1.063224; \\ B &= 0.3142634, & B' &= 0.151002; \\ C &= 1.469856 \times 10^{-2}, & C' &= -1.625136 \times 10^{-2}. \end{aligned}$$

由  $q = \lambda \left( \frac{\partial t}{\partial r} \right)_{r=R_0}$ , 用  $K$  的定义式代入可得:

$$q = \lambda \left( \frac{\partial t}{\partial r} \right)_{r=R_0} = \lambda \frac{t_y - t_a}{R_0} K \quad (5-77)$$

式 (5-77) 说明, 围岩向巷道移动的热流密度  $q$  与  $K$  成正比。在巷道掘成的通风初期  $Fo$  很小,  $K$  值随着  $Bi$  的增大而迅速增大, 表明岩体与风流活跃地进行热交换, 这时对流换热系数  $M$  在热交换中占主导地位。随着通风时间加长 ( $Fo$  增大),  $K$  也递减;  $Fo$  增加到某一程度后 (一般一年之后), 即使  $Bi$  再增长,  $K$  的增长幅度也很小, 说明这时围岩与风流已进行了较充分的热交换, 冷却带的扩大趋向变弱, 巷道壁面的温度逐渐接近风温, 这时岩石中的热阻比壁面的热阻对  $K$  值影响更大。

### 5.6.5 井巷传质常用方法

目前, 处理井巷中传质的方法主要有湿度系数法、放湿系数法和显热比法。

实践表明, 机械地采用湿度系数法是不准确的。湿度系数指巷道的潮湿表面积与其总表面积的比值。在实际计算中, 湿度系数的选取本身就带有一定的随意性。对于有些肉眼看上去比较干燥的壁面, 风流流过之后其所含水分也会有增减, 这也就意味着风流流经这样的巷道仍有水分的蒸发或冷凝, 这可以解释为岩石中的孔隙中的水分蒸发进入了风流中或岩石表面过分干燥而导致风流中的水分冷凝。

放湿系数法与表面传热系数类似, 表示单位时间内从单位面积的水面上向空气中扩散的水蒸气质量。显热比通常用来计算和表征风流与流经巷道之间的水分交换情况, 其定义为流经巷道的风流获得的显热与获得的总热量的比值。这两种方法在具体计算时都是假设其值不随质交换过程的其他参数的变化而变化的, 但理论研究和实际测算表明, 在实际的热湿交换过程中这两个参数值都会随风流温湿度、壁面温度、风流速度等因素的变化而变化。

在考虑湿壁与风流间质交换时, 无论是采用湿度系数法还是放湿系数法, 不

能简单地将潮湿壁面与自由水面直接等同，也不能简单地认为潮湿壁面表面附近的空气层中含湿量已达到饱和。

由此可见，目前井下湿交换的计算问题从理论上还没有得到很好地解决。以往对水分蒸发的处理只是停留在了可计算化的角度，湿源的划分及湿源的强度的处理也过于简单粗糙。有专家从理论分析的角度提出应当将水分蒸发的处理分为围岩壁面水分的蒸发和风流中的水分蒸发两种类型。

鉴于湿交换过程对井下风流与围岩间的热交换的影响较大，如何准确地确定井下湿源的位置及湿源的传质强度对于井下风流的温度计算和预测至关重要。这一方面需要加强井下水分蒸发的机理和相关规律的研究，建立和完善湿交换的数学物理模型；另一方面需要细化分类的进行现场数据的实测工作和细致的统计分析，为风流的热湿交换模型的改善提供坚实的数据支持。

### 5.6.6 井巷围岩与风流热湿计算的趋势

已知通风阻力（一般分为沿程摩擦阻力和局部阻力）是矿井重要的基础数据，其测算也是矿井通风管理的基础性工作。一般地，矿井中的巷道断面形状、尺寸不一，支护类型各异，走向多变。

工程上一般采用如下方式计算通风阻力：对于摩擦阻力，按照井巷的长度、净断面积、周界、通风量、支护形式及井筒中是否有提升设备等，用查表法为井巷选定相应的摩擦阻力系数（通过实验得到），然后根据摩擦阻力系数计算摩擦风阻，进而根据风量求得此段巷道的通风阻力；对于局部阻力，根据井巷局部地点的形状和尺寸等特征，采用查表法，对照前人实验所得数据，查出局部阻力系数近似值，然后代入相关公式计算得出。

井下热计算比通风阻力计算要复杂得多，但在一定的精度范围内这样的计算方式还是非常简便的，可以想象，井下风流与围岩间的热湿计算也可以采用类似的方式，先建立分类良好、满足精度要求的参数表格，然后根据巷道长度、断面尺寸、粗糙度情况、支护形式、通风量等查取相应参数，最后代入相关计算参数进行计算。井下的其他热源的放热量的计算也可以采用这种查表法的方式进行。

从研究井巷围岩与风流之间热湿交换的四种方法（数理统计、相似模拟、数值模拟、数学分析）来看，采用数学分析方法和相似模拟方法可以建立风流与围岩间的热湿交换计算公式（比如采用不稳定换热系数来建立），采用数值模拟方法可以完善计算模型，采用数理统计方法则可以进一步提高计算模型的精度。

目前，井下围岩与风流间的热湿交换计算问题在理论上还没有得到很好地解决，热湿交换耦合规律还没有准确掌握。我国关于井下热害的研究和治理工作与国外

相比开展较晚，相关统计和研究工作也远没有井下通风阻力方面那样成系统、完善，相关参数（如岩石热导率、对流换热系数等）的数理统计工作不足，还需要进一步加强，相关测算技术也需要规范和系统化。

对于相关参数，为了提高计算的精度，可以采用分段细化测算的方式测量并建立测算表格以供查询；对于测算的方法则需要规范化，比如对于巷道壁面温度的测算，根据壁面有无覆盖物可分为接触式和非接触式两种测量方法，而且需要对计算结果进行校正。相关参数获取的精度决定了计算的精确度。

# 井巷围岩与风流热湿交换的 数值模拟

数值模拟的方法是研究井下围岩与风流间热湿交换规律的常用方法之一，它以流体力学的重要分支——计算流体力学为基础，利用计算机来解算在特定初始条件和边界条件下的流场的热湿交换问题，有时候又称数值模拟方法为数值试验方法。通过对流动现象的流动规律和热湿传递规律的数值解算和图形化结果的显示，数值模拟方法可以对几乎所有与流动和热交换有关的物理化学现象进行模拟分析，并给出整个模拟区域内的任何一个点的状态变化情况。基于计算流体力学的数值模拟方法为许多复杂流动状态下的热量传递问题提供了非常有效的解决办法。目前该技术已经广泛应用于航空航天工程、热能动力工程、化学工程、土木水利工程及环境工程等领域之中。

## 6.1 计算流体力学的相关理论

### 6.1.1 计算流体力学的求解步骤

采用计算流体力学的数值模拟方法的基本思想为：对描述流动和热交换等现象的连续的控制方程进行离散化（方法有有限容积法、有限元法、有限差分法等）处理，用有限的离散点上的相关变量的值取代原本在时空上连续的变量的值，然后根据控制方程的形式在一定的原则和方式下建立反映计算空间区域内各变量之间关系的代数方程组，最后通过迭代方式解算代数方程组，得到一定精度范围内计算区域内的相关变量的近似解。

这种方法的求解步骤大致为：

- (1) 建立或在软件中选择描述待解决问题的控制方程；
- (2) 控制方程的离散化；
- (3) 选择计算区域的网格划分方式，生成计算节点；
- (4) 确立问题的初始条件和边界条件并将其赋值给网格节点；
- (5) 选取求解控制参数；
- (6) 迭代求解离散方程；
- (7) 显示并输出计算结果。

## 6.1.2 相关控制方程

流体的流动和热交换规律受到特定的物理规律的支配，这些物理规律表现为守恒定律，包括动量守恒定律、质量守恒定律和能量守恒定律。对于包含有多组分的混合流动，还应遵循组分守恒定律。

### 6.1.2.1 质量守恒方程

流体力学的基本假设是物质的连续性假设，任何与流动有关的问题都应遵循质量守恒定律，即对于特定的微元体单位时间内流入流出的流体质量之差等于微元体内流体质量的增量。这一定律是流体力学的基本定律，可以方程的形式表示为：

$$\frac{\partial(\rho u_1)}{\partial x_1} + \frac{\partial(\rho u_2)}{\partial x_2} + \frac{\partial(\rho u_3)}{\partial x_3} + \frac{\partial \rho}{\partial \tau} = 0 \quad (6-1)$$

式中  $x_1, x_2, x_3$ ——三个坐标轴方向上的坐标值；

$u_1, u_2, u_3$ ——速度在三个坐标轴方向上的分量。

式(6-1)为三维瞬态可压缩流体的质量守恒式。若流体的密度变化不大，可以认为密度为常数，则质量守恒式可变为：

$$\frac{\partial u_1}{\partial x_1} + \frac{\partial u_2}{\partial x_2} + \frac{\partial u_3}{\partial x_3} = 0 \quad (6-2)$$

若流动为定常流动，即密度不随时间而变化，则质量守恒式可表示为：

$$\frac{\partial(\rho u_1)}{\partial x_1} + \frac{\partial(\rho u_2)}{\partial x_2} + \frac{\partial(\rho u_3)}{\partial x_3} = 0 \quad (6-3)$$

通常也称质量方程为连续性方程。

### 6.1.2.2 动量守恒方程

动量守恒定律是指研究对象微元体中流体的动量随时间的变化率与作用在该微元体上的各种力之和相等。该定律的实质为牛顿第二定律，也是所有流动

系统必须遵循的基本定律。根据这一定律可导出三维空间的三个方向的动量守恒方程:

$$\operatorname{div}(\rho u_1 \mathbf{u}) + \frac{\partial(\rho u_1)}{\partial \tau} = \frac{\partial T_{x_1 x_1}}{\partial x_1} + \frac{\partial T_{x_2 x_1}}{\partial x_2} + \frac{\partial T_{x_3 x_1}}{\partial x_3} - \frac{\partial p}{\partial x_1} + G_{x_1} \quad (6-4)$$

$$\operatorname{div}(\rho u_2 \mathbf{u}) + \frac{\partial(\rho u_2)}{\partial \tau} = \frac{\partial T_{x_1 x_2}}{\partial x_1} + \frac{\partial T_{x_2 x_2}}{\partial x_2} + \frac{\partial T_{x_3 x_2}}{\partial x_3} - \frac{\partial p}{\partial x_2} + G_{x_2} \quad (6-5)$$

$$\operatorname{div}(\rho u_3 \mathbf{u}) + \frac{\partial(\rho u_3)}{\partial \tau} = \frac{\partial T_{x_1 x_3}}{\partial x_1} + \frac{\partial T_{x_2 x_3}}{\partial x_2} + \frac{\partial T_{x_3 x_3}}{\partial x_3} - \frac{\partial p}{\partial x_3} + G_{x_3} \quad (6-6)$$

式中  $\mathbf{u}$  ——速度矢量;

$p$  ——微元体上的压力;

$T_{x_1 x_1}, T_{x_2 x_1}, T_{x_3 x_1}, \dots, T_{x_3 x_3}$  ——因流体内黏性作用而在微元体表面产生的黏性应力的分量;

$G_{x_1}, G_{x_2}, G_{x_3}$  ——作用于微元体上的质量力。

$$\operatorname{div}(\alpha) = \frac{\partial \alpha_1}{\partial x_1} + \frac{\partial \alpha_2}{\partial x_2} + \frac{\partial \alpha_3}{\partial x_3} \quad (6-7)$$

$$T_{x_1 x_1} = 2\mu \frac{\partial u_1}{\partial x_1} + \lambda \operatorname{div}(\mathbf{u}) \quad (6-8)$$

$$T_{x_2 x_2} = 2\mu \frac{\partial u_2}{\partial x_2} + \lambda \operatorname{div}(\mathbf{u}) \quad (6-9)$$

$$T_{x_3 x_3} = 2\mu \frac{\partial u_3}{\partial x_3} + \lambda \operatorname{div}(\mathbf{u}) \quad (6-10)$$

$$T_{x_1 x_2} = T_{x_2 x_1} = \mu \left( \frac{\partial u_1}{\partial x_2} + \frac{\partial u_2}{\partial x_1} \right) \quad (6-11)$$

$$T_{x_1 x_3} = T_{x_3 x_1} = \mu \left( \frac{\partial u_1}{\partial x_3} + \frac{\partial u_3}{\partial x_1} \right) \quad (6-12)$$

$$T_{x_2 x_3} = T_{x_3 x_2} = \mu \left( \frac{\partial u_2}{\partial x_3} + \frac{\partial u_3}{\partial x_2} \right) \quad (6-13)$$

式中  $\mu$  ——动力黏度;

$\lambda$  ——第二黏度, 一般可取  $\lambda = -2/3$ 。

### 6.1.2.3 能量守恒方程

只要流动系统有热交换, 那么就必须满足能量守恒定律。该定律的内容为: 微元体内能量的增加量等于流入与流出该微元体内的热量之差加上质量力和表面力所做的功。该定律的实质为热力学第一定律。

为了好用, 一般建立只含内能的守恒方程, 这个方程以温度为变量:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial \tau} + \operatorname{div}(\rho u T) = \operatorname{div}\left(\frac{k}{c_p} \operatorname{grad} T\right) + S_T \quad (6-14)$$

各项展开后为：

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho T)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho u_1 T)}{\partial x_1} + \frac{\partial(\rho u_2 T)}{\partial x_2} + \frac{\partial(\rho u_3 T)}{\partial x_3} = \\ \frac{\partial}{\partial x_1} \left( \frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial x_2} \left( \frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_2} \right) + \frac{\partial}{\partial x_3} \left( \frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_3} \right) + S_T \end{aligned} \quad (6-15)$$

式中  $c_p$ ——定压比热；

$T$ ——温度；

$k$ ——流体传热系数；

$S_T$ ——内热源项，有时也称为黏性耗散项。

此外，还要用到理想气体状态方程：

$$p = \rho R T \quad (6-16)$$

式中  $R$ ——摩尔气体常数。

对于多组分系统，比如有传质过程或者存在多种化学组分，则相应地还有组分质量守恒方程。

为了便于对方程进行离散化，也为了使新加入的控制方程能够满足相同的离散化方法，一般需把各方程组织成通用形式，具体为：

$$\operatorname{div}(\rho u \theta) + \frac{\partial(\rho \theta)}{\partial \tau} = S + \operatorname{div}(K \operatorname{grad} \theta) \quad (6-17)$$

式中  $\theta$ ——通用的变量；

$K$ ——广义扩散系数；

$S$ ——广义源项。

式(6-17)中的各项分别为对流项、瞬态项、源项和扩散项。

### 6.1.3 控制方程的离散化

控制方程是基于物理模型的偏微分方程组，只在极其理想化的情况下才可能求解析解。要运用计算机求解控制方程，必须先对各方程进行离散化，化解成能够被计算机求解的代数方程组的形式。

控制方程的离散化方法一般有有限差分法、有限体积法、有限分析法和有限元法等。有限差分法简单易懂、计算简便，但是精度相对较低，主要用在科研领域。有限体积法、有限分析法和有限容积法相对复杂、烦琐、计算费时，但精度较高，较多地用于力学分析领域。目前大多数软件都使用有限体积法进行控制方程的离散。



有限体积法又可称为控制体积法，其基本思想为：将要求解的区域按照一定的原则划分成网格，以每个网格点为中心周围都存在一个互不重叠的控制体积；以每个控制体积为对象积分待解的微分方程，从而得到一组离散的方程。对于每一个控制体积，其中的未知数为待求的因变量。为了求解关于因变量的积分，需要预先假定因变量的值在网格点间的变化规律。从未知因变量的近似假设方法上看，有限体积法属于局部近似的离散化方法，从控制体积的选取方式上来看，有限体积法属于加权余量子域法。简而言之，有限控制体积法的基本方法就是子域法加离散。

在使用有限体积法对微分方程进行离散的时候，很关键的一步在于如何将控制体积的界面上的因变量及其导数通过节点上的物理量得出。根据有限体积法的基本思想，需要假定因变量的值在网格点间的变化规律，即需要为因变量的求解引入一定的插值方式。引入插值的目的在于建立控制体积范围内的离散化方程，从而得到一组可以用计算机求解的代数方程。选择不同的插值方式将得到不同的离散格式，也常称插值方式为离散格式。

常见的插值格式既有简单而广泛使用的一阶离散格式，也有精度更高、更容易收敛的高阶离散格式。常用的一阶插值格式有一阶迎风格式、中心差分格式、乘方格式、指数格式、混合格式等。常见的高阶插值格式有二阶迎风格式、QUICK 格式和改进的 QUICK 格式等。每种格式都有自己的优缺点，各离散格式及其稳定性和精度见表 6-1。

表 6-1 各离散格式及其稳定性和精度

离散的格式	计算的稳定性	计算的精度
一阶迎风格式	绝对稳定	计算的假扩散现象严重，需要较细的计算网络
中心差分格式	条件稳定	在稳定条件下计算结果较准确
乘方格式、指数格式	绝对稳定	主要用于无源项的流动问题，当有源项时，尤其源项非常数时可能有较大的误差
混合格式	绝对稳定	性能介于中心差分格式和一阶迎风格式之间
二阶迎风格式	绝对稳定	比一阶迎风格式的精度高，但仍有假扩散现象
QUICK 格式	条件稳定	与一阶迎风格式相比，假扩散误差减小，精度较高，应用广泛，主要用于四边形和六面体网络
改进的 QUICK 格式	绝对稳定	与标准 QUICK 格式相比，性能相同，而且不存在稳定性问题

### 6.1.4 离散方程的求解方式

离散方程的求解方法又称为流场的数值计算方法。通过描述流动和热量传递的控制方程的离散化，可得到控制方程对应的代数方程组，但是此代数方程组除

了极个别情况(比如已知速度场的分布求温度场这类的简单问题),不能直接求解,而必须要对这些离散方程组进行某种处理和调整,并且需要组织各个未知量的求解顺序和方式,这是因为计算流体动力学中涉及的控制方程包含非线性量(如动量方程中的对流项),并且同一个未知量往往出现在不同的控制方程中,进而导致了各个控制方程复杂地耦合在一起。为了解决这些问题,人们提出了若干分离式和耦合式的处理方法,如图 6-1 所示。

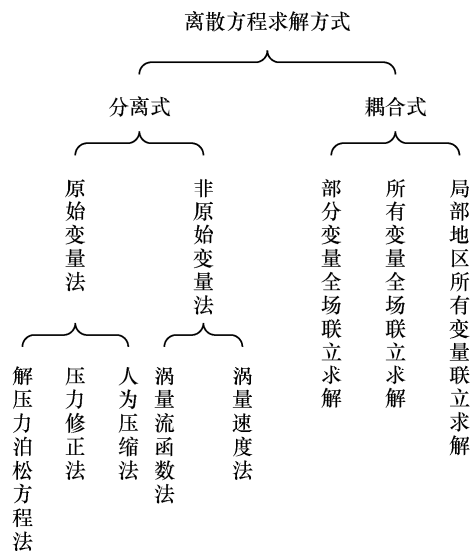


图 6-1 离散方程求解方式分类

目前压力修正法在工程实践中获得了广泛的使用。压力修正法的实质是迭代法,比较适合在计算机环境下运算。压力修正法的实现方式有多种,在实际中使用最为广泛的是 Patanker 和 Spalding 于 1972 年提出的算法及其改进的算法。SIMPLE 法是压力耦合方程组的半隐式算法的英文简称,这种算法基于交错网格,采用“猜测+修正”的办法,在交错网格上计算压力场进而求解动量方程。其基本思想可描述如下:针对特定的压力场(此压力场既可以是假定的,也可以是上一次迭代计算的结果)求解离散形式的动量方程,进而得到速度场分布。这时所得到的速度场一般不满足连续性方程,因此要对压力场进行修正。然后根据修正后的压力场,求解出新的速度场分布。然后继续判定速度场是否满足连续性方程。若不满足,则再次修正压力场,并开始下一次的速度场的计算。如此反复迭代,直到满足设定的精度为止。SIMPLE 算法的流程如图 6-2 所示。

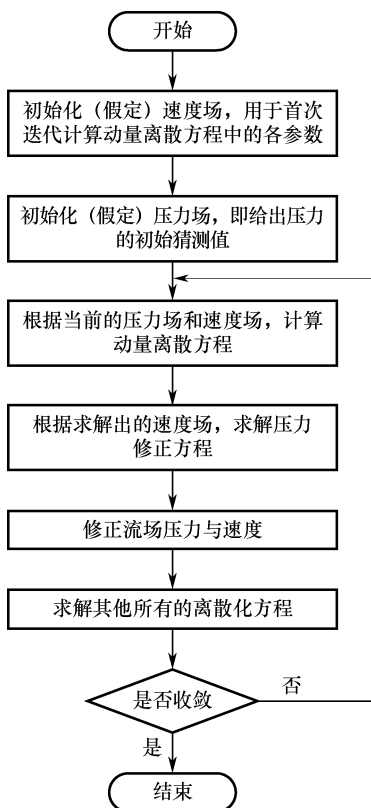


图 6-2 SIMPLE 算法的流程

SIMPLE 算法自被提出以来，在广泛使用的同时也不断得到发展和改善，其中常见的有 SIMPLEC、SIMPLER、PISO 等，统称为 SIMPLE 系列算法。提出各种改进算法的目的在于提高计算的效率，进而缩短计算的时间。在 SIMPLE 算法中，力修正值虽然能很好地满足速度的修正要求，但并不十分理想，改进的 SIMPLER 算法对此进行了改进，使得方程组的收敛速度提高，计算时间减少 30%~50%。而 SIMPLEC 和 PISO 算法与 SIMPLER 算法相比具有相当的计算效率，它们的不同主要体现在对不同类型的问题的求解上。一般地，如果标量方程（如温度方程）与动量方程没有耦合在一起，则 PISO 算法效率较高，收敛性较好；反之，则 SIMPLEC 和 SIMPLER 算法的效果可能会更好一些。

### 6.1.5 湍流的数值模拟

井下除了极个别区域外，风流的流动一般都处于充分发展的紊流状态，即湍流流动状态。工程中的流动大部分都是湍流流动，且由于湍流流动本身的复杂性和高度的非线性性，关于湍流的模拟也需要发展特定的方法。

目前针对湍流的数值模拟方法大体分为两类：直接数值模拟方法、非直接数值模拟方法。直接数值模拟指的是直接对离散的湍流控制方程进行求解，但湍流流态复杂不容易计算；非直接模拟指的是先设法对湍流控制方程作某种简化的近似处理，然后再解算简化后的控制方程。湍流数值模拟方法分类如图 6-3 所示。

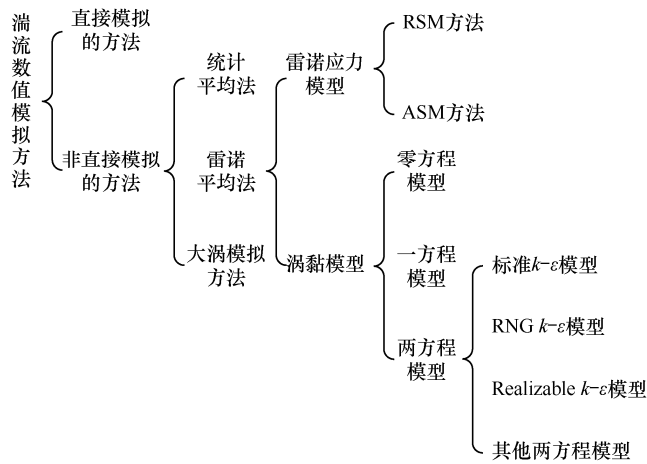


图 6-3 湍流数值模拟方法分类

以上各种湍流模拟方法各有其适用的场合。一般地，基于雷诺平均法的模型应用最为广泛，尤其是标准模型在科研和工程实际中得到了广泛的应用。但是标准模型对于弯曲流线流动、弯曲壁面流动以及强旋流等的模拟会产生一定的失真现象，所以就有了后来的改进算法：RNG  $k-\varepsilon$  模型和 Realizable  $k-\varepsilon$  模型。湍流的  $k-\varepsilon$  模型是针对充分发展的湍流流动建立起来的，即它是一种针对高雷诺数的湍流模型，但雷诺数比较低的时候，尤其在壁面附近区域的边界层内，湍流发展不充分，分子黏性的影响要大于湍流脉动影响，而在壁面上的极薄的层流底层，流动处于层流状态，这个时候就需要对  $k-\varepsilon$  模型进行改进，以适应近壁区域。雷诺应力模型在理论上比  $k-\varepsilon$  模型要更加完善，由于近年来该模型的不断改善以及在实际应用中所取得的良好应用效果，使得其应用要比雷诺应力模型广得多。对于大涡模拟方法或直接数值模拟方法的研究和应用一直处于发展阶段，大涡模拟方法的研究发展的较快，而直接数值模拟的方法还很难在实际工程中得以应用。

## 6.2 CFD 在 FLUENT 软件中的应用

### 6.2.1 FLUENT 软件简介

FLUENT 是目前国际上比较流行的商用 CFD 软件包，涉及流体、热传递及化学反应等的工程问题都可以用 FLUENT 进行解算，它具有丰富的物理模型、先进

的数值方法及强大的前后处理功能，可以模拟许多工程实际问题，包括可压缩、不可压缩流动，牛顿流体、非牛顿流体，单相、多相流动，有旋、无旋流动，惯性坐标系、非惯性坐标系下的流动，有化学反应、无化学反应的流动问题等。同时，软件还提供了许多的湍流模型、壁面处理及燃烧、传热模型供用户针对特定问题选择，用户自定义函数也为改进和完善模型、处理个性化问题和给出更合理的边界条件提供了可能，其生成无结构网格的程序把计算复杂几何条件下的流动及传热传质问题变得简单。

FLUENT 软件包应该包括以下几个部分：

- (1) FLUENT 用于进行模拟计算的求解器。
- (2) pre PDF，用于模拟 PDF 燃烧过程。
- (3) GAMBIT，用于建立几何结构和网格生成。
- (4) TGrid，额外的处理器，用于从现有的边界网格生成体网格。
- (5) Filters (Translators)，转换其他程序生成的网格，用于 FLUENT 计算，可以接口的程序包括 ANSYS、I-DEAS、NASTRAN、PATRAN 等。

FLUENT 软件模拟计算的流程如图 6-4 所示，首先用 GAMBIT 构建需要模拟的流动区域的几何形状，设置边界类型生成网格并保存用于 FLUENT 计算的格式文件；然后将文件导入 FLUENT 求解器进行模拟计算，得到结果并进行后处理。

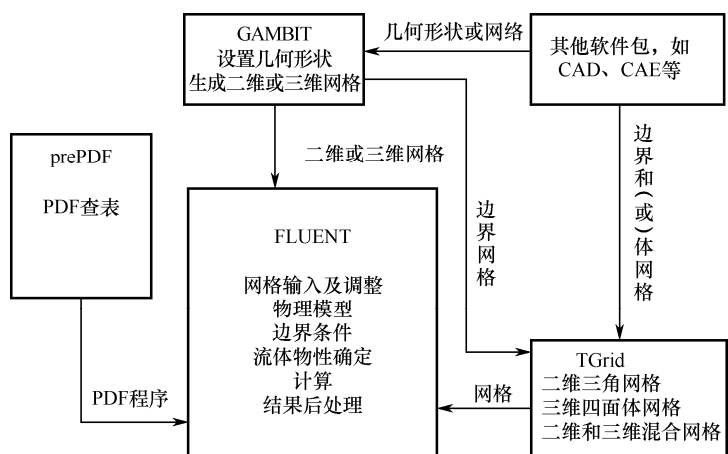


图 6-4 FLUENT 软件模拟计算的流程

FLUENT 能够解决的工程问题可以归结为以下几类：

- (1) 用三角形、四边形、四面体、六面体及其混合网格计算二维、三维流动问题，计算过程中网格可以自适应。
- (2) 可压缩与不可压缩流动问题。

- (3) 稳态和瞬态流动问题。
- (4) 无黏流、层流及湍流问题。
- (5) 牛顿流体及非牛顿流体。
- (6) 对流换热问题（包括自然对流和混合对流）。
- (7) 导热与对流换热耦合问题。
- (8) 辐射换热。
- (9) 惯性坐标系和非惯性坐标系下的流动问题模拟。
- (10) 多运动坐标系下的流动问题。
- (11) 化学组分混合与反应。
- (12) 可以处理热量、质量、动量和化学组分的源项。
- (13) 用 Lagrange 轨迹模型模拟稀疏相（颗粒、水滴、气泡等）。
- (14) 多孔介质流动。
- (15) 一维风扇、热交换器性能计算。
- (16) 两相流问题。
- (17) 复杂表面形状下的自由面流动。

上述各功能使 FLUENT 具有广泛的应用，主要有以下几个方面：

- (1) 油/气能量的产生和环境应用。
- (2) 航天和涡轮机械的应用。
- (3) 汽车工业的应用。
- (4) 电子/HVAC/应用。
- (5) 建筑设计和火灾研究。
- (6) 材料处理应用。
- (7) 热交换应用。

## 6.2.2 FLUENT 软件求解的步骤

(1) 根据实际研究对象形状的需要确定模拟形状，利用 GAMBIT 软件创建图形，定义边界、划分网格后生成计算网格保存文件（也可以读入其他指定程序生成的网格）。

(2) 打开 FLUENT 运行合适的解算器，即按照实际需要选择 2D、3D、2DDP 或 3DDP 进行模拟。

(3) 读入第（1）步创建并保存好的文件。

(4) 检查网格，以确保网格划分的正确，防止出现体积为负数的网格，发现有网格错误后及时改正，以避免给后续的计算带来不必要的麻烦。

(5) 选择解法器, 解法器包括 FLUENT 2D (二维单精度解法器)、FLUENT 3D (三维单精度解法器)、FLUENT 2DDP (二维双精度解法器)、FLUENT 3DDP (三维双精度解法器)。

(6) 选择求解的方程: 层流或湍流 (或无黏流), 化学组分或化学反应, 传热模型等。确定其他需要的模型, 如风扇、热交换器、多孔介质等模型。

(7) 确定流体物性。

(8) 设置边界条件。

(9) 流场初始化。

(10) 计算。

(11) 检查结果。

(12) 保存结果, 后处理。

### 6.2.3 流体数值模拟的动力学控制方程

流体运动表面看起来非常复杂, 但任何流体运动都必须遵循质量守恒定律、动量守恒定律、能量守恒定律。它们在流体力学中有其独特的表达形式, 组成了流体运动的基本方程, 流体数值模拟软件就是在以这三大定律为依据导出的基本方程的控制下进行模拟计算的。下面介绍几个动力学控制方程。

(1) 连续性方程。根据质量守恒定律可得, 流体在运动过程中其质量是保持不变的。连续性方程就是根据质量守恒定律推导出来的, 所以也叫质量守恒方程。

(2) 运动方程。连续性方程是控制流体运动一个运动学条件, 实际流体流动过程中还必须满足从动力学角度提出的运动方程, 即动量守恒方程。动量守恒定律也是任何流体运动过程中都必须满足的基本定律。该定律为: 微元体中流体的动量对时间的变化率等于外界作用在该微元体上的各种力之和, 由此定律推导出的方程为动量守恒方程, 即运动方程。

(3) 能量方程。在不考虑温度和能量的变化下联立求解运动方程和连续性方程便可以得到不可压缩流体中流场各点的流速和压强。但本书研究的流体需考虑温度和能量的变化, 所以还需要一个基本方程, 即能量方程。能量方程所依据的物理模型就是能量守恒定律, 其物理含义可以叙述为: 在物质体内的内能和机械能的增加率等于外力对该物质体所做的功及其他形式的能量 (包括传热和辐射) 的输入率。

(4) 组分质量守恒方程。巷道围岩与风流的热交换是一个很复杂的过程, 除了简单的热交换外还存在多种质的交换, 这些质的交换必须遵循组分质量守恒定律。对于一个确定的系统, 组分质量守恒定律可以表述为: 系统内某种化学组分

质量对时间的变化率，等于通过系统界面净扩散流量与通过化学反应产生的该组分的生产率之和。

通用控制方程中各符号的具体形式见表 6-2。

表 6-2 通用控制方程中各符号的具体形式

方程	$\varphi$	扩散系数 $\Gamma$	源项 $S$
连续性方程	1	0	0
动量方程	$u_i$	$\mu$	$\frac{\partial p}{\partial x_i} + S_i$
能量方程	$T$	$k/c$	$S_T$
组分方程	$c_s$	$D_s\rho$	$S_s$

为了便于在同一程序中对各控制方程进行求解，还需要建立各基本控制方程的通用形式。这四个基本控制方程尽管变量不同但是有一个相同点——均反映了单位时间单位体积内物理量的守恒性质。那么，可以假设一个通用变量为  $\varphi$ ，这样上述四个基本控制方程就可以表示成以下通用形式：

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial\tau} + \frac{\partial(\rho u\varphi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v\varphi)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w\varphi)}{\partial z} = \\ \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma\frac{\partial\varphi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma\frac{\partial\varphi}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma\frac{\partial\varphi}{\partial z}\right) + S \end{aligned} \quad (6-18)$$

式中  $\varphi$ ——通用变量，可以表示  $u, v, w, T$  等求解变量；

$\Gamma$ ——广义扩散系数；

$S$ ——广义源项，对于特定的方程， $\varphi, \Gamma$  和  $S$  具有特定的形式。

所有控制方程中的因变量、时变量、对流项和扩散项都可以写成标准形式，将方程右端各项合并为源项，这种简化了的通用微分方程只需考虑数值解，写出求解源程序就能求解不同类型的流体流动及传热问题，满足研究流体流动系统的求解问题。

### 6.3 边界条件

边界条件就是流场变量在计算边界上应该满足的数学物理条件。边界条件与初始条件一起并称为定解条件，只有在边界条件和初始条件确定后，流场的解才存在，并且是唯一的。FLUENT 的初始条件是在初始化过程中完成的，边界条件则需要单独进行设定。FLUENT 程序边界条件大致分为下列几类：

(1) 流体进出口条件。包括压强入口、速度入口、质量入口、吸气风扇、入口通风、压强出口、压强远场、出口流动、出口通风和排气风扇等条件。



(2) 壁面条件。包括固壁条件、对称轴(面)条件和周期性边界条件。

(3) 内部单元分区。包括流体分区和固体分区。

(4) 内面边界条件。包括风扇、散热器、多孔介质阶跃和其他内部壁面边界条件。内面边界条件在单元边界面上设定,因而这些面没有厚度,只是对风扇、多孔介质膜等内部边界上流场变量发生阶跃的模型化处理。

下面介绍常用设置的三种边界条件。

### 6.3.1 固壁边界条件 (wall)

对于黏性流动问题, FLUENT 默认设置是壁面无滑移条件,但也可以指定壁面切向速度分量(壁面平移或者旋转运动时),也可以给出壁面切应力从而模拟壁面滑移。根据实际流动情况,可以计算壁面切应力和与流体换热情况。壁面热边界条件包括固定热通量、固定温度、对流换热系数、外部辐射换热、外部辐射换热与对流换热等。

如果给定壁面温度,则壁面向流体换热量为:

$$q'' = h_f(T_w - T_f) + q''_{\text{rad}} \quad (6-19)$$

对流换热系数是根据当地流场计算得到(湍流水平、温度和速度曲线)。

向固体壁面里面传热的方程为:

$$q'' = \frac{K_s}{\Delta n}(T_w - T_s) + q'' \quad (6-20)$$

如果给定热通量,就可由流体换热和固体换热计算壁面温度:

$$T_w = \frac{q'' - q''_{\text{rad}}}{h_f} + T_f \quad (6-21)$$

$$T_w = \frac{(q'' - q''_{\text{rad}})\Delta n}{K_s} + T_s \quad (6-22)$$

如果是对流换热边界条件(给定对流换热系数  $h_{\text{ext}}$ ),则:

$$q'' = h_f(T_w - T_f) + q''_{\text{rad}} = h_{\text{ext}}(T_{\text{ext}} - T_w) \quad (6-23)$$

如果是辐射换热边界条件,给定辐射系数  $\varepsilon_{\text{ext}}$ ,则:

$$q'' = h_f(T_w - T_f) + q''_{\text{rad}} = \varepsilon_{\text{ext}}\sigma(T_{\infty}^4 - T_w^4) \quad (6-24)$$

如果同时考虑对流和辐射,则:

$$q'' = h_f(T_w - T_f) + q''_{\text{rad}} = h_{\text{ext}}(T_{\text{ext}} - T_w) + \varepsilon_{\text{ext}}\sigma(T_{\infty}^4 - T_w^4) \quad (6-25)$$

流体侧的换热系数根据如下公式计算:

$$q'' = k_f \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{\text{wall}} \quad (6-26)$$

### 6.3.2 速度进口边界条件 (velocity-inlet)

给出进口速度及需要计算的所有标量值，该边界条件适用于不可压缩流动问题，对可压缩问题不适用，否则该入口边界条件会使入口处的总温或总压有一定的波动。

边界条件设置的主要输入量包括：

- (1) 速度大小、方向或各速度分量。
- (2) 周向速度（轴对称有旋流动）。
- (3) 静温（考虑能量）。
- (4) 出流表压（对于耦合求解器）。
- (5) 湍流参数（考虑湍流计算）。

### 6.3.3 自由流出边界条件 (outflow)

在求解问题前，不知道流出口的压力或速度时，可以选择流出边界条件。这类边界条件的特点是不需要给定出口条件（除非是计算分离质量流、辐射换热或者包括颗粒稀疏相问题），其出口条件是通过 FLUENT 内部计算得到的。但并不是所有问题都适合，如下列情况就不能用流出边界条件：

- (1) 包含压力进口条件；
- (2) 可压缩流动问题；
- (3) 有密度变化的非稳定流动问题（即使是不可压缩流动）。

用流出边界条件时，所有变量在出口处扩散通量为零。即出口平面从前面的结果计算得到，并且对上游没有影响，计算时如果出口截面通道大小没有变化，则采用完全发展流动，假设流动速度（温度等）分布在流动方向上不变化。当然，在径向上允许有梯度存在，只是假定在垂直出口面方向上扩散通量为零。

## 6.4 流体计算数值模拟的分析

从实际建模进行数值模拟的情况来看，不适合用数值模拟的方法进行风温的预测和计算。例如，假设某计算模型涉及一条长 800m 的巷道，模型构造简单，即没有考虑围岩内部的热传导过程，对壁面粗糙度等的处理也简单均一，且在二维模型下进行计算和分析，但其计算所划网格数已经超过 100 万；如果考虑围岩内的热传导，并建立三维井巷模型，加之一般巷道长度都远长于 800m，那么网格数量将十分巨大，计算将变得不切实际。

数值模拟计算有其特定的优缺点。一个精度较高的数值模拟模型需要经历从建立到不断修正改进的过程。首先影响计算准确性的是描述物理问题的数学模型准确与否（比如流态的判断，是稳态还是非稳态等），对不准确的模型进行改进是没有意义的。其次模型的特征参数，比如初始条件、边界条件所涉及的各物性参数的可靠与否对计算结果的准确性也有非常重要的影响，在缺乏可靠性的物性数据基础上进行计算精度的改进也是没有太大意义的。再次，由于现实问题的复杂性，建立模型时都要进行一定的简化，而有些简化是迫不得已的，但应避免模拟结果与实际相差悬殊。数值模拟的对象模型也不能过于复杂，网格数量也不能过多，不然模拟的代价很大，甚至于不可能。除此之外，计算结果的准确性还需要经过实际测量或实验的检验。

一般地，数值模拟主要用来计算需要专门研究的局部空间的各参数的空间分布，进而掌握风流的流动规律和各参数在空间的分布变化情况。但在工程实际中，则希望所涉及的计算公式参数尽量少，计算尽量简便。因此，可以采用数值模拟的方法来深入分析相关参量的变化过程和相关的现象，修正计算公式的相关参数，改善计算精度，使计算公式既能满足计算精度的要求，也便于在实际工程中应用。

## 7.1 通风降温

矿井生产过程中，通风是一种最常见的降低矿井温度方式，合理的矿井通风会使矿井的高温热害得到有效缓解，通过合理的设计和改造通风设施，能够达到良好的降温效果。加强通风系统的改进、改善通风条件、利用调热巷道降温是矿井通风降温的主要技术途径，相对其他降温手段比较经济实用，基本上适用于任何矿井，应当优先采用。

### 7.1.1 改良通风系统

按照地质条件、开拓方式及当地气候等条件的不同，选择进风路线最短的通风系统，可以有效减少风流沿途吸热，在很大程度上限制风流升温。通风系统按照通风方式的不同，分为集中式通风、对角式通风和混合式通风。通风系统的分类如图 7-1 所示。总的来说，多风井进风的通风效果更为明显，对角式通风降温效果要好于中央式，而混合式通风系统的进风路最短且风温最低，它是解决高温矿井最有效得多风井进风通风系统。

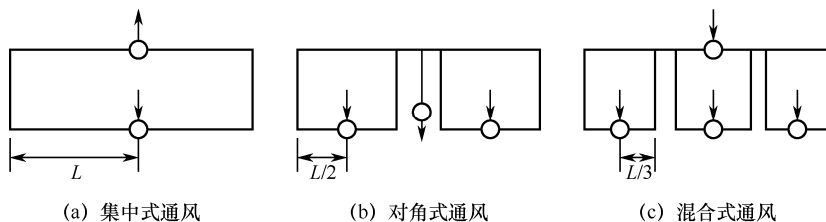


图 7-1 通风系统的分类

为了防止采空区漏风，提高工作面的有效风量，可以采取后退式回采；为了合理利用风温，可以把进风巷布置在导热系数较低的岩层中；对于热害严重的地区，可以开掘专用巷道把热水和热空气单独送入回风巷，这些都是通过改良通风系统实现降温的通风措施。

### 7.1.2 改善通风条件

改善掘进工作面通风条件的核心思想是减少风筒通风阻力和漏风、提高工作面的有效风量、提高局部风速、降低地面进风温度、确定风筒出口最佳位置以及缩短独头巷道掘进通风距离。通过增加风量，提高风速，可以使巷道壁对空气的对流散热量增加，让风流带走的热量增加，从而使温度下降。需要注意的是，掘进工作面风量不宜超过  $300\text{m}^3/\text{min}$ 。

实践表明，将回采工作面的上行通风改为下行通风，使工作面运煤方向和风流方向相同，缩短工作面的进风路线等方法可以使工作面温度下降  $1\sim 6^\circ\text{C}$ 。在通风方式的选择上，W 形通风方式比 U 形和 Y 形更能增加工作面的风量。适当加大进风量，提高风速，是降低工作面气温的首要措施。

### 7.1.3 调温巷道通风

夏季的热害现象通常会比冬季更加严重，调热巷道就是利用季节的优势，将在冬季储存的冷空气由专用进风道通过浅水平巷道后再送入矿井的通风系统，可以实现井下通风降温。通常进入专用风道的风温在  $0^\circ\text{C}$  以下，并使巷道的围岩形成强冷却圈，储存冷量，有条件的话还通过洒水结冰来保持低温状态。当风温回升时关闭调温巷道，在夏季时将冷空气注入热害严重的区域，与高温区域实现热交换。例如，淮南九龙岗矿曾经以  $-240\text{m}$  水平的旧巷道为调热巷道，冬季储冷，春季封闭，在夏季投入使用，总进风量的一部分被冷却，使  $-540\text{m}$  水平的井底车场降温  $2^\circ\text{C}$ ，起到了很好的降温效果。此外，还可以利用开掘在恒温带里的通风巷道作调温巷道。

### 7.1.4 其他通风降温措施

一些矿建良好的矿井，可以加入调热巷道通风系统进行调热通风降温；对于发热量大的机电硐室应采取独立的回风路线；而对于发热量大的部分地区应安装小型局部通风机来进行局部散热，也可以通过喷洒冷水的手段进行降温。在局部地点使用水力引射器或压缩空气引射器增加该部分风速，可起到降温的作用。向风流喷洒低于空气湿球温度的冷水也可降低气温，且水温越低效果越好。

矿井的开拓系统、通风系统设计等都会影响矿井内部的温度，选择合理的通风方式会使井下高温热害得到一定程度地缓解。但是，通风降温受进风温度和围岩温度的影响，其降温幅度有限。随着采深的逐渐加深，对于热害较严重的矿井，仅靠通风降温往往不能满足要求。因此，深部矿井应采用通风降温并结合其他综合降温的手段，以有效防止热害。

## 7.2 空调制冷降温 and 人工制冰降温技术

20 世纪 70 年代以来，随着深井降温技术的发展，人工制冷水降温技术开始迅速发展。如今冰冷降温技术是解决深井降温最常用且最有效的方法。常用的冰冷降温技术可分为水冷却和冰冷却技术，水冷却技术也称为矿井空调技术，是目前最常用的制冷降温手段。

### 7.2.1 空调制冷降温技术

矿井空调制冷系统是一种应用各种空气热处理手段对井下作业地点的气候条件进行调节和改善的技术。空调制冷水降温技术的关键是制冷、输冷、传冷、排热及其系统控制。矿井空调系统如图 7-2 所示。

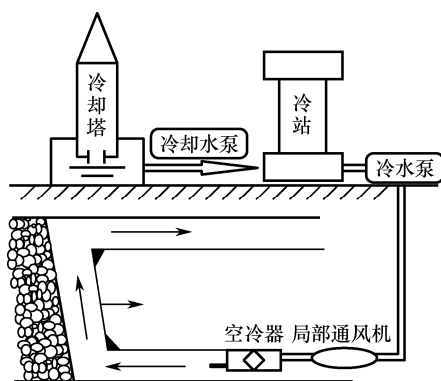


图 7-2 矿井空调系统

矿井的空调系统主要由三个独立的循环系统组成，这三个部分分别是制冷剂、载冷剂和冷却水系统。制冷剂将冷气反复压缩和蒸发，在吸热蒸发过程中实现制冷目的；载冷剂在吸收风流热量后，将热量传递给制冷剂使自身温度降低；制冷剂在吸收了载冷剂的热量后传递给冷却水，冷却水吸热后进入冷却塔进行降温，之后继续吸取载冷剂的热量，实现连续排除冷凝热的目的。总的来说，矿井空调制冷就是通过以上三个循环系统的同时连续工作实现井下降温的目的。

矿井空调系统按照制冷站所的位置不同,可以分为地面集中式、井下集中式及井上井下联合式三种。

井下集中制冷降温的主要工艺是在井下设置一个集中制冷站,根据需要安装冷水机组若干台,保证全矿井井下采掘面的冷量需要。制冷机蒸发器蒸发出来的低温冷水经配水器、泵站和管路输送至工作面的空气冷却器,冷凝热在大部分矿井中采用在回风巷中设喷淋室进行散热,以满足工作面的工作要求。

地面集中制冷降温的主要工艺是将制冷站设在地面工业场地内,安装冷水机组若干台,制备的冷却水通过隔热管路送至井下,通过保冷管道送至设置在井下开采水平的高、低压换热器中,由高、低压换热器转换的二次低压冷水,用泵送至各工作面空冷器或散冷器冷却风流,用空气冷却器冷却风流。由于井筒的垂深使冷却水压力相应增大,因此在井下还需设置二次换压设备,经过换压的冷水还需由水泵在地面、井下同时设置若干个制冷站,冷凝热在地面集中排放。根据矿井的实际情况,在主要的作业区采用地面制冷站降温,在较为偏远或温度较高的绝境工作面设置井下制冷站进行降温。由于井下最大的制冷容量受制于相应的空气和水流的回流排热能力,因此通常需要在地面安装附加的制冷机组。该系统相当于二级制冷,井下制冷机的冷凝热借助地面制冷机冷水系统冷却。

这三种空调系统的特点如下:

(1) 地面集中式。该系统的制冷站在地面上,优点是设备管理及维护相对方便,冷凝热排放方便且便于调节;缺点是供冷管道长,冷损耗大,空调系统较为复杂。地面集中式系统更适用于井上环境便利而井下环境艰苦复杂的矿井。

(2) 井下集中式。该系统的制冷站在井下,优点是冷损耗小,也无需高压冷水系统,供冷系统比较简单;缺点是需要井下开凿很多大断面的硐室,设备管理和维护不是很便利。井下集中式系统更适合用于井下建设完善,便于施工扩建的具有高安全保障的矿井。

(3) 井上井下联合式。该系统综合了地面集中式和井下集中式的优点,缺点是系统相对较为复杂,设备分散不易管理。井上井下联合式系统是相对最完善的空调系统,更加适用于拥有完整矿建的现代化的矿井使用。

## 7.2.2 人工制冰降温技术

人工制冰降温技术,就是利用地面制冰厂制取的粒状冰或泥状冰直接撒向工作面,通过冰水相变实现热量交换;或是将冰运送到井下后,再利用融冰装置直接让冰与井下空调回水进行换热来实现降温目的的技术。制冰降温技术的工作原理也非常简单,就是充分利用冰的融化将水冷却到接近  $0^{\circ}\text{C}$ ,然后把冰冷却水送

至各工作面进行降温。由于人工制冷水降温系统的水路系统具有很大的局限性，近年来很多国内外矿井使用了新型的冰冷却矿井空调系统，研究表明，在技术成熟的条件下，实行冰冷降温对深井降温效果非常明显。冰冷降温系统由冰的制备、输送和融解三个主要部分组成（见图 7-3）。

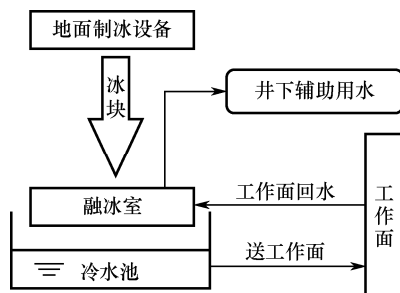


图 7-3 制冰降温示意图

由于地面制冰设备的工作原理不同，冰根据形状可分为粒状冰和泥状冰，制冰的传热机理有直接传热和间接传热两种。

（1）粒状冰。粒状制冰机的工作过程分为冻结和收冰两个阶段，这两个阶段的时间都会对制冰机的性能产生很大的影响，通常制冰期在 10~20min，收冰期在 0~90s 比较合理。粒状冰可在制冰设备处采用传送带或者风力输送，在进入井筒后或在井下的水平阶段可采用重力输送至融冰槽。

（2）泥状冰。制冰时在盐水中形成混合的小冰晶，冰会从比生成它的溶液还纯净的盐水中析出，形成泥状的冰。通常制取泥状冰的方法有间接传热法、真空制冰法和直接传热制冰法三种。泥状冰由于其特殊的形状限制，只能采用水力输送至融冰槽，对管道和泵并没有特殊的要求。

人工制冰降温特点：

（1）在相同的冷负荷下，依靠冰的融化降温输送的冰量仅为输水量的 20% 左右，可有效降低输送过程的损耗，提高冰水利用率。

（2）冰与空调回水可实现直接换热，可有效提高换热效率，可获得接近 0℃ 的冷水，降温效果非常明显。

（3）将冷源设置在地面上是现在深井降温方法的一个趋势。制冰降温技术的一大优势就是制冰设备在地面，这样可以更有效地排热，大大提高了制冷效率。

冰冷却系统与水冷却系统的参数对比见表 7-1。总的来说，人工制冰降温技术相对于空调制冷降温系统，其优点是换热效率高，降温效果明显；缺点是设备系统较为复杂，维护费用较高。人工制冰降温技术更加适用于井下温度较高、井上建设完备且地面气温不宜过高的大型矿井投入使用。



表 7-1 冰冷却系统与水冷却系统参数对比

对比参数	水冷却系统	冰冷却系统
设备	简单	复杂
静水压力	存在	不存在
电能消耗	高	低
井下高低压换热设备	需要	不需要
制冷效率	低	高
需水量	多	少
增容能力	小	大
设备及运行费用	高	低

## 7.3 控制热源降温

### 7.3.1 机械热的控制

根据有关计算，在长 100m 的巷道内，当岩石温度高达 40℃时，岩壁每小时可向干球温度为 30℃的巷道中传播约 2kJ 的热量，因此高温岩壁是对井下气温具有关键影响的因素。而岩壁绝热是短期内控制热源降温最直接且最有效的方法，由于成本较高，因此会在热害严重的局部地段作为一种辅助手段与其他降温措施配合使用。用聚乙烯泡沫、锅炉渣、硬质氨基甲酸泡沫等防水性能较好的隔热材料喷涂岩壁就可实现岩壁的绝热作用。经实测，在井下围岩温度大于 35℃的条件下，该措施能大幅限制岩壁向空气传热，约为每小时传热 260J，为绝热前的 1/8，可使巷道内的温度降低 3~5℃，工作面可降低 2~3℃，具有显著的降温成效。一些专家研究表明，现在常用的一些绝热材料经过一段时间后会失效，因此目前急需开发一种性价比高并能适用于井下施工的低传热系数高效绝热材料。

### 7.3.2 向煤层内注水

在其他降温方式难以实施时，向煤层内注冷水来预冷煤层降温，要比采用制冷设备更为经济有效。在回采工作面附近的平巷或斜巷布置钻孔，通过向煤层的钻孔注水，利用水压将温度较低的冷水注入即将回采的煤层中，在水压和水分子扩散的作用下，冷水沿着煤的裂隙方向渗透并储存于裂隙与空隙之中，可以冷却回采工作面周围的岩体。例如，徐州庞庄矿综采工作面进行煤层注水后，采煤工作面的温度由 24℃下降到 23℃；鸡西滴道煤矿采煤工作面通过短空注水后工作面的温度降低 1~1.5℃，风巷温度降低 0.5℃。

### 7.3.3 管道热及热水的处理

管道及热水的散热也是矿井内不可忽视的因素,如果不及时带走这部分热量,就会逐渐积累导致井内升温。具体的操作方法有:

(1) 提前疏放热水,利用带有绝热性能的管道排到地面或经由隔热盖板的水沟导入水仓。

(2) 将高温的排水管设于回风巷,让回风自然带走排水管散发的热量。

(3) 将热压风管设于回风巷,或将压缩空气冷却后送入井下,减小工作面的热源影响。

(4) 将明水沟改为暗水沟,也可减少热水对井巷空气的影响,从而使井巷风温降低。

### 7.3.4 采空区降温

对采空区降温防治热害的方法主要有两种:一种方法是采用采空区注浆充填顶板,降低漏风,减少采空区漏风携带出来的热量;另一种方法是在采空区构建风墙,在采空区内部根据采空区漏风流场的变化规律,每隔 40m 左右构筑一层挡风墙,可以大大减少采空区漏风,从而有效地控制由采空区漏风带入工作面的热量。

## 7.4 个体防护措施

在工人分散的井下高温作业地点,当由于某些技术和经济上的原因或不便采取集中降温措施时,可考虑采用个体防护措施。所谓个体防护,就是在矿内一些气候条件比较恶劣的地点,在没有其他集中降温措施的情况下,让矿工穿上冷却服,以实行个体保护。这样一来,即使在高温环境中,也可以防止热流对身体的对流和辐射传热,使人体在体力劳动中产生的新陈代谢热能较容易被冷却服中的冰水吸收,达到降温目的。实行个体防护的制冷成本仅为其他制冷成本的二成左右,因而很多国家都展开了对冷却服的研究。冷却服分为两大类,分别是自动系统和他动系统。自动系统自带冷源,他动系统需要外界提供冷源,行动操作较为不便。在 20 世纪 70 年代,德国矿业研究院根据各国经验,研究出一种以压缩空气为制冷源的压气冷却服。随着科技进步,南非也曾研制出一种坎肩冰袋服,安全性能和冷却性能良好。该冷却服由 12~16 个小冰袋组成,没有冷媒循环系统和运动部件,质量轻,冷却功率高达 220W,可供矿工在井下高温的环境中进行正常劳动长达 4h,冰水冷却坎肩如图 7-4 所示。南非的加尔特里特公司在冰水冷却

服的基础上又研发出一种充填干冰的冷却降温服,其工作原理是将约 4kg 的干冰装在冷却服的四个袋中,通过干冰升华时的冷流流经人体表面进行降温,冷却时间长达 6~8h。实行个体防护措施相对于其他集中降温措施来说具有成本低等特点,在小规模深井且无法安装制冷设备的条件下应考虑个体防护措施。

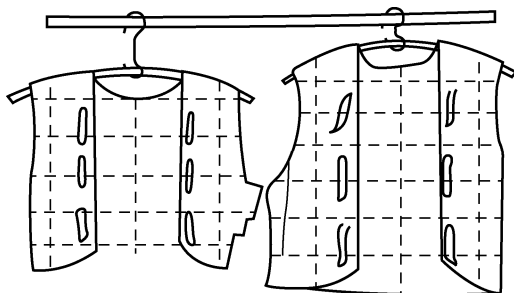


图 7-4 冰水冷却坎肩

## 7.5 隔热-换热-压缩空气制冷综合技术

### 7.5.1 降温技术简介

传统人工制冷的基本原理是将除湿降温后的冷气与井下风流结合来冷却巷道,由于井下通风功率大,因此需要更高的功率来进行制冷。传统降温方法对能源的损耗较大,且降温效果也不是很理想。随着科学技术的发展,全世界针对深层矿井的热害防治措施也在不断革新,通过各方面的努力与实践,很多深井降温新技术已得到广泛应用,无论从生产力还是资源利用方面都更加高效环保,这些技术将对未来深井的热害防治措施提供更广泛的技术指导和更先进的降温方法。

高温围岩与风流和人体之间的传热方式有三种:热传导、热对流和热辐射,通过增加导热热阻降低围岩散热量,可以大大减少围岩与人体间的辐射换热。基于以上分析,对传统人工制冷措施加以改进,提出一种新型热害防治措施:先在围岩上覆盖一层保温隔热材料,再在这层材料上面设置换热袋,袋内蛇形布置空气管,管内充空气作为制冷剂,并采用空气压缩制冷装置对其中的空气进行降温,管外充少量水(水中适量添加防腐剂)。这种新型降温方式称为隔热-换热-压缩空气制冷综合技术。

### 7.5.2 隔热材料的选择

选择隔热袋材料时应首先考虑材料具有较低的导热系数且具备防火功能;由于安装范围较广且井下搬运及安装比较复杂,因此要求应尽可能轻便且精小;同时由

于在隔热材料上还要安装换热袋，因此还应当具有一定的强度和韧性。综合上述要求，隔热材料必须为无机高分子保温耐热材料。隔热材料具备以下作用：

- (1) 有效增加围岩导热热阻，减少围岩的放热。
- (2) 避免换热袋直接与围岩接触而影响制冷效果。
- (3) 避免换热袋直接安装在围岩上影响巷道结构的稳定性。

隔热材料可以选择保温板材或保温浆料两种形式。保温板材是在切割后分块固定的，无机保温浆料是采用喷射工艺凝固在围岩壁上的。保温板材具有非常高的强度及韧性，其他方面也非常符合隔热材料的要求，其突出的优点是拆卸非常方便，可以随着工作面及制冷装置随时移动，能够反复利用，节约成本。保温浆料的隔热性能略差于保温板材，而且一旦喷射在围岩上就无法拆卸和反复利用，势必会造成一定的经济损失。但这同时也是它的优点，因为在工作面及巷道易变形的矿井，这层隔热材料依然可以覆盖在围岩上阻止巷道围岩散热，在长期热害严重的矿井对降低整个巷道的温度也有一定的作用。因此，要根据实际井下的情况选择适宜的隔热材料，在普通矿井建议选择节能环保的保温板材作为隔热材料。

### 7.5.3 换热袋的规格及使用方法

换热袋由外袋和袋内空气管组成，换热袋的外袋具有很高的强度及高低温适应性，同时还具有良好的密封性及导热性，袋内空气管比起外袋具有更高的强度，其他方面和外袋类似。换热袋内部有许多等间距的隔膜将袋内中部位置分隔为多个小空间，空气管依次紧密排列呈蛇形穿过这些小空间，除了将进出换热袋的两个自由端留在袋口外，其余的空气管和换热袋都加工结合为一体，不但固定了空气管，还加强了换热带的气密性，而管道材质在满足强度要求的前提下可以与外袋不同。换热袋的维护工作也非常简单。在换热袋的生产过程中需要给换热袋上预留圆孔，以便安装时将其固定在隔热材料上，需要注意的是圆孔周边需要进行严格的密封并采取相应措施提高强度。由于需要向袋内充水及换水，袋子顶端应当设计一个大小适当、密封性良好的进水口，为了保证水流只能单向流入换热袋，还需要在进水口处设止回阀瓣，即充水时在水压作用下，水流可冲开阀瓣进入袋内，但在进水口向下或受到外力压迫时袋内的水无法流出或渗漏，放水时只需借助专用工具将阀瓣顶开再将进水口朝下即可实现放水。考虑到现场安装施工的实际情况，同时为了兼顾批量生产的可行性，建议将换热袋设计为形状相对规则的矩形，并为换热袋设计大、中、小三种规格的尺寸以便于适应各种井下条件不同的矿井。换热袋之间可以相互连接，即在空气管自由端之间设立兼备可靠性和密封性的连接口，以达到工作时稳定安

全且连接和拆卸方便的要求。需要特别注意的是自由端的长度不宜太长或太短，因为自由端太长连接后富余的管线会成为安全隐患，若太短又会给安装带来不便，甚至无法连接。所有换热袋都应先充水后安装，空气管进出口首尾相连，并将最终的两个自由端分别与制冷装置的压气机和膨胀机连接。设置换热袋的目的是：

- (1) 进一步增加导热热阻，同时有效减少围岩散热。
- (2) 降低对流换热系数，减少对流换热量，对井下风流形成冷却。
- (3) 用低温换热袋的热辐射代替高温围岩的热辐射，大大降低围岩对人体直接辐射的换热量，使人体的舒适感略有提升。

换热袋的设计理念就是充分利用自然界最广泛的水和空气作为降温能源，相对于其他液态制冷剂而言，空气具有质量轻、无毒害，也不会产生新的井下灾害（如结构载荷、材料强度、中毒、爆炸等）的特点。在生产建设方面，也能大大降低成本，并加强资源的循环利用，符合未来节能环保理念。袋内充填少量冷水的目的是利用水具有高比热这一特点来增强冷却效果，并且成本非常低。充水量由换热袋容量决定，基本原则是能够满足降温需要的前提下越少越好。

## 7.5.4 气压缩制冷装置

气压缩制冷装置需要借鉴 FDL 型冷装配机。FDL 型冷装配机由空气涡轮制冷机和低温箱两部分构成。气压缩制冷装置的工作原理就是通过技术手段用换热袋替换 FDL 型冷装配机中的低温箱，同时将空气涡轮制冷机与袋中空气管相连。空气涡轮制冷机是根据压缩空气膨胀制冷基本原理制造的，其主要原件是涡轮冷却器。压缩空气经涡轮冷却器绝热膨胀后，由于输出机械功，空气本身内能减少，温度明显下降，其下降的程度取决于压缩空气进出口的压力比，即膨胀比。装置采用回冷循环，通过高效热交换器，充分利用余冷，将涡轮冷却器进口温度不断降低，从而使涡轮冷却器出口温度相应地不断降低，周而复始达到一定冷却温度。进入换热袋的低温、低压空气通过与其外围水之间的热交换，不断带走水中的热量，使换热袋表面温度维持在较低的状态，低温换热袋在对人体进行热辐射的同时，也与巷道中的风流进行对流换热，以此带走风流中的热量冷却井下空气。图 7-5 所示为气压缩制冷装置的工作程序。

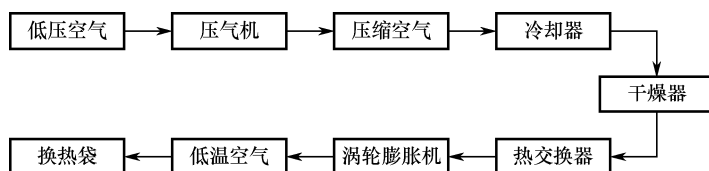


图 7-5 气压缩制冷装置的工作程序

隔热换热压缩空气制冷综合技术的使用无疑是井下降温技术的一个新开端，但该技术与其他辅助措施配合使用能更好地发挥降温效应。例如，采用传统的人工制冷措施进行空气调节，在局部温度较高的工作面设立局部通风机，并在进风口前的适当位置设置一个冷室，对进入巷道的风流进行预冷。这样配合使用降温措施能对热害非常严重的矿井起到非常良好的降温效果。

## 7.6 其他新型降温技术

### 7.6.1 压缩空气制冷技术

压缩空气制冷技术相对其他降温技术较为复杂，其主要工作原理是通过对空气反复的增压减压来实现热交换冷却降温，相当于是井下空气自压缩升温的相反效果。压缩空气制冷技术的工作流程是通过减压装置将来自井下的压缩空气压力降低到 0.2MPa 左右，然后使减压后的空气进入涡轮膨胀机进行增压，压气机通过涡轮中空气膨胀时的输出功来推动，使空气压力和温度同时升高，压气机出口的空气在水冷却器与来自矿井中的供水进行热交换，冷却的空气再通过热膨胀机进行绝热膨胀，绝热膨胀后空气温度可降到 $-30^{\circ}\text{C}$ 。然后将冷风导入掘进面供风筒，与热风混合后送往掘进工作面，从而达到降温目的。该技术的优点是降温能源比较简单，就是电力和空气；但缺点是一系列配套的设备比较繁多且复杂，不易维护保养，需要矿建良好、技术成熟的矿井才能投入使用。

### 7.6.2 HEMS 降温系统

对于深井来说，热害治理工作本来就要比其他普通矿井复杂得多，如果还有如火灾、水灾、瓦斯等其他灾害的话，就会严重影响正常的生产开采工作，矿井 HEMS 降温技术是针对深井的热害控制专门研发出来的一套降温系统。这套系统的使用条件就是井下要有一定量的涌水，因为它的工作原理是就充分利用井下各水平的涌水资源，通过能量提取系统从涌水中吸收热量，相当于变相提取出冷量，然后直接让提取出的冷量与工作面的高温空气进行换热，从而降低工作面的温度。这种降温技术与其他降温技术相比，可以充分地变害为利，无论是在获取冷量的能力、降温效果方面，还是节能减排等方面，都达到了国际领先水平，该系统运行后，可使工作面的平均温度降低  $4\sim 6^{\circ}\text{C}$ ，效果非常明显。这套降温系统的优点是换热效率高、降温能力强；缺点是局限性太大，需要有井下涌水作为降温能源。

### 7.6.3 空气透平膨胀制冷系统

使用先进的科学技术,利用周围环境中的大气、水的自然资源来实现冷却降温是现代化工业社会生产过程的基本要求。通过让气体等熵膨胀是获得低温的重要手段之一,而透平膨胀机则是实现接近绝热等熵膨胀过程的一种有效机械。目前,从氢氦的液化、空调设备、低温环境模拟到空气分离,都有透平膨胀机的实际应用,但是由于矿井环境复杂且设备安装较为复杂,因此在井下应用透平机做大量的制冷工作还有一定的局限性,井下结构良好的矿井可以考虑采用此种降温系统对矿井制冷降温。其工作原理是利用井下作业的高压气体作为介质,通过透平膨胀机膨胀降温后直接送入空调区域,再由空调机将冷气通入巷道或工作面,从而达到降温降湿的目的。此种降温制冷系统的优点是降温能源方便提取,制冷效率高,也是能够充分变害为利的一种降温手段;其缺点是井下应用技术还不健全,需要相关部门研发专门为热害严重的矿井量身定做的透平膨胀制冷系统。

### 7.6.4 压气蒸发冷却技术

由于在井下进行制冷降温工作通常会涉及很多本来不需要考虑的工作环节,因此降温技术的首选途径是把井上降温后的冷量输送至井下。矿井蒸发冷却的降温原理是利用水的高比热及水汽化后潜热较大的特点,通过水分的蒸发吸收周围空气的热量,从而达到降温的目的。由于空气的比热较低,因此蒸发水的冷空气通过升温吸热来降低环境温度的能力有限,且在井下长距离的输送过程中会不断地消耗冷空气,故对保持冷空气的冷量比较困难,因此这种井下降温方法要想应用面更广,还需要在技术上不断的改善和完备。这种降温方法的优点是工作原理简单,简单易行;缺点是输送过程中冷量损耗较大,只适合在巷道较短且输送管隔热能力强的矿井投入使用。

### 7.6.5 热电乙二醇降温冷却技术

热电乙二醇降温冷却技术是一种典型的化学制冷方法,其主要工作原理就是通过化学吸热放冷的方法层层抽取出冷量。首先利用矸石电厂的蒸汽余热,通过溴化锂吸收式冷水机组一级制出 $5.2^{\circ}\text{C}$ 的乙二醇低温水,低温水再进入螺杆式乙二醇机组二级制出 $-3.4^{\circ}\text{C}$ 的乙二醇高压冷媒水,冷媒水通过保温管道输送到井下换冷硐室,通过高低压换冷器把冷量置换给低压侧的普通水冷介质后,通过回水管路重新进入溴化锂机组循环使用,形成高压冷媒回路。冷媒水经高低压换冷器换冷后,通过进水管道的送至采掘工作面的空冷器进行能量交换,达

到制冷降温的目的。这种降温方法需要在井上有矸石电厂及配套的系統方可使用，其优点是制冷效率高且冷气可循环使用，缺点是成本花费较高。

## 7.6.6 瓦斯发电制冷降温技术

井下的瓦斯在煤矿开采过程中具有一定的危险性，但瓦斯也具有很高的能源战略价值，若能加以利用，就能够变害为利，实现节能减排和资源循环利用。井下瓦斯的利用在早期煤矿产业的进程中就已有成熟的研究成果，抽排瓦斯发电再进行电能制冷是瓦斯利用的一个重要方面。目前瓦斯发电技术已在很多领域得到了广泛应用，如汽轮机发电、燃气发电机及燃气轮机发电、联合循环系统发电。该技术工作原理非常简单，就是通过技术手段提取井下的瓦斯作燃料进行发电，再利用发电后的余热通过压气蒸发制冷，对井下工作面进行降温。这种降温方法与压气蒸发冷技术有一定的类似之处，只不过并不用专门制造蒸汽，而是利用现成的瓦斯发电余热。2006年1月，我国第一座12MW井巷风排低浓度瓦斯发电站成功建立，该发电站可以将低浓度风排瓦斯用于发电，不仅极大地促进了利用矿井瓦斯抽采工作的积极性，有效地缓解了矿井瓦斯灾害，促进了煤矿安全高效生产；而且充分利用了资源，大大减少了瓦斯排放造成的污染，产生了良好的环境效益、社会效益。这种降温技术的优点就是资源充分利用，变害为利；其缺点是需要一定的技术手段支持瓦斯发电及余热制冷降温的连接工作，并且要有一定的技术手段保证将制得的冷气在低损耗的情况下输送至井下高温区域。

## 7.6.7 热管降温技术

分离氨系统已经是目前我国地上制冷系统中非常成熟的制冷技术，而分离热管输送冷媒技术是分离氨系统的一种变形，在技术成熟及外界环境稳定的情况下也可以对热害严重的矿井进行制冷降温。这套系统的中央制冷站设在地面，其主要作用是排除热管的冷凝热；在井下设立热管的蒸发器，用于制取井下降温所用的冷媒水，井上工作和井下工作同时进行，最终由蒸发器制取的冷媒水可通过井下空调疏放至热害区域，也可以再次蒸发冷媒水对整个巷道及工作面进行大范围降温。这套降温系统的优点是制冷站设在地表，因此设备可靠性高且维护管理方便；冷媒水在井下可以循环利用，无需增加排水费用；利用制冷剂的相变特性输冷，可以有效减少沿途冷量的流失。其缺点是分离式热管冷凝段凝结换热受到诸多因素的不利影响，特别是不凝性气体对凝结换热系数的影响、蒸发段脉冲振荡和两相流的不稳定性、充液率及腐蚀等因素造成的表面粗糙度的不利影响等。



# 矿井制冷降温系统 设计方案优选决策

目前，国内热害矿井在进行降温系统优选及方案设计时，存在严重的决策失误。由于主观意志的存在及系统优选方法的简单粗略，很多情况下，所建立的矿井降温系统运行效果差，开机利用率低，运行费用较高。因此，高温热害矿井在进行矿井空调系统的优选及方案设计时，应根据各个矿井热害严重程度的不同、各个矿井采掘状况的不同及各种降温方式经济效益的大小，通过一定的方法进行比较，选择合适的降温系统，避免造成决策失误。

## 8.1 引言

矿井制冷降温系统设计时往往会提出多种方案，这就需要对这些方案进行综合评价，确定最佳降温系统及其设计方案。矿井制冷降温系统的优选首先要选取相应指标，从技术上是是否可行、经济上是否合理及安全上是否可靠三个方面进行决策分析。针对所选取的各项指标，确定相应权值，运用一定的分析方法（如多目标决策法、层次分析法等）确定最优矿井制冷降温系统及其设计方案。

### 8.1.1 决策理论

社会、经济的发展和管理的实践表明，实际生活中广泛存在多目标决策问题。

多目标决策的理论和方法，是为解决大量现实问题的需要而发展起来的。多

目标决策问题广泛存在于社会、经济、管理等各个领域，如投资决策、项目评估、方案选优、工厂选址、资源分配、科研成果评价、人才考核、产业部门发展排序、经济效益综合评价等。

多目标决策问题最显著的特点有两个：目标间的不可公度性和目标间的矛盾性。所谓目标间的不可公度性是指各个目标没有统一的度量标准，因而难以进行比较，对多目标决策问题中行动方案的评价只能根据多个目标所产生的综合效用来进行。所谓目标间的矛盾性是指如果采用一种方案去改进某一目标的值，可能会使另一目标的值变坏。由于多目标决策问题的上述两个特点，因此一般来说不能把多个目标直接归并为单个目标，再使用单目标决策问题的方法去解决多目标决策问题。多目标之间相互依赖、相互矛盾的关系反映了所研究问题的内部联系和本质，增加了多目标决策问题求解的难度和复杂性。在多属性决策问题中，由于属性有定性和定量之分，决策方案在各属性下的取值有三种情况：全部为定量值，全部为定性描述，以及既有定量值又有定性描述。与这三种情况对应的多属性决策问题分别称为定量型、定性型和混合型多属性决策问题。对于后两种类型的多属性决策问题，目前主要采用层次分析法、模糊数学、灰色系统理论、集对分析等方法直接对决策方案进行排序，将它们转化为定量型再进行求解。

在多目标决策问题中，许多事物是不能够直接测量的。特别是社会、人文科学领域，许多我们感兴趣的现象都不能够直接测量。例如，心理学中的计算能力、经济学中的购买力及社会学中的社会地位等，称之为构成概念（construct）；另外一些事物则恰恰相反，是可以精确测量以量化的，称之为观测变量（observed variable）。由于构成概念只能用定性的方法描述，本身不能够精确量化，因此经常通过相关观测变量曲线表示。例如，矿井制冷降温系统方案优选就是一个构成概念，就可以利用相关观测变量（经济指标中的运行费用，技术指标中的可靠性、稳定性等）来表示（见图 8-1）。

多目标决策问题的一般研究程序如图 8-2 所示。

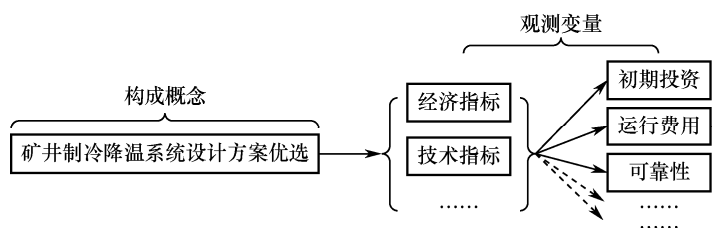


图 8-1 研究模型路径

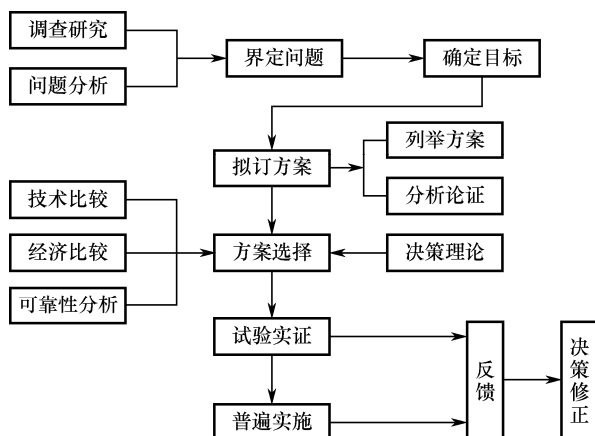


图 8-2 多目标决策问题的一般研究程序

## 8.1.2 决策理论在矿业领域的应用

目前，决策理论及方法在矿业领域已经得到广泛应用。20 世纪 90 年代，山东科技大学谭允祯教授就利用相关决策理论及方法对矿井通风系统优化进行了深入的研究，提出了矿井通风系统方案优化的多目标决策法、模糊综合评判法及层次分析法等理论及方法，并将理论与实际相结合，取得了很好的效果。近年来，不少学者致力于决策理论及方法在矿业中其他领域的研究，如矿产资源综合开发利用评价方法研究，矿山企业的经济效益综合评价研究等。这些研究成果不仅可以用来解决矿业系统中的很多决策问题，还可用于解决其他领域中的多属性决策和综合评价问题，如投资决策、技术方案综合评价、产品质量评估、环境质量评价、人才考评等。但是，目前还没有关于矿井制冷降温系统方案决策的相关研究。因此，对矿井制冷降温系统方案决策理论的相关研究意义重大。

## 8.1.3 矿井降温系统确定的步骤

高温热害矿井制冷降温系统的优选、建立及具体工作的安排实施需经过三个步骤：

(1) 粗略遴选阶段，剔除明显不符合条件的系统及方案。根据矿井具体情况、制冷降温工艺成熟度，首先确定矿井总体制冷降温模式，如冷风降温、冷冰降温或冷水降温。

(2) 根据确定的总体制冷降温模式，拟订具体的制冷降温系统及方案，并采用一定的方法进行优选。主要有地面集中式、井下集中式、井上井下联合式及局

部移动式制冷降温系统。

(3) 矿井制冷降温系统确定并建立后，每年应根据相关预测值、实测值及积累的年降温经验对系统进行延伸、变更，安排年度制冷降温工作。

## 8.2 矿井制冷降温系统方案决策评价指标及权值

新建及生产矿井存在高温热害灾害较严重，需要进行矿井制冷降温系统设计时，应根据矿井的地质地热条件、矿井开拓和生产布局，首先在总体降温系统模式上拟订出若干个设计方案。一般情况下，各种制冷降温系统都各有优缺点，要确定最优的矿井制冷降温系统及其设计方案，必须首先确定有关决策评价指标。

矿井制冷降温系统及其设计方案的好坏、优劣可用一套定性和定量的指标表示。定性指标计量单位不明确；定量指标是从数量方面说明制冷降温系统的优劣，变化具有数量尺度。通过认真分析研究，矿井制冷降温系统方案决策可用指标如图 8-3 所示。图 8-3 中的可用指标共有 14 个，但是如果直接用这些指标对各种矿井降温系统进行评判决策非常烦琐，并且有些指标物理意义相似，独立性不强。每个指标都在不同程度上反映某些信息，我们希望指标个数较少但得到的信息较多。因此，需要对上述指标进行筛选。

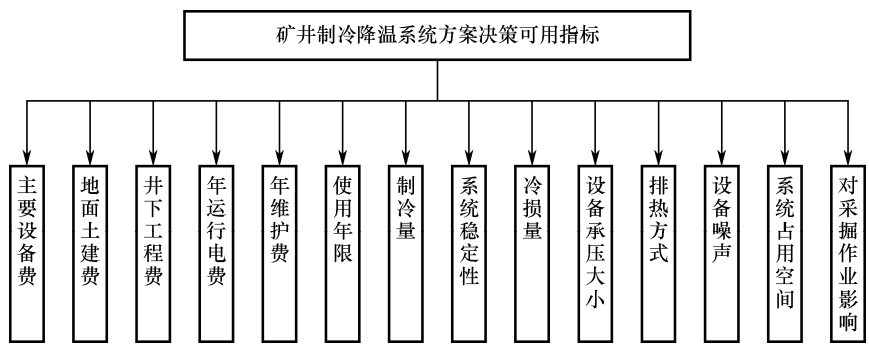


图 8-3 矿井制冷降温系统方案决策可用指标

### 8.2.1 矿井降温系统方案决策评价指标体系确立

根据各指标的物理意义，把上述指标分为技术可行性、经济合理性和环境影响三大类，如图 8-4 所示。

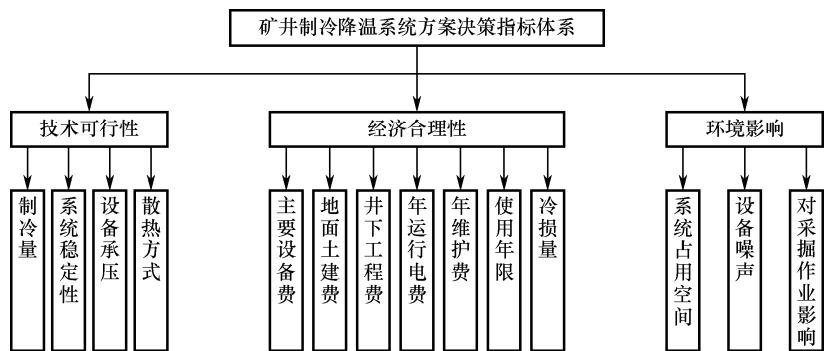


图 8-4 矿井制冷降温系统方案决策指标类别

为了从中确定出独立性较强、反映信息量较大的指标，采用专家咨询法对指标进行排序。

制定征求意见表，将征求意见表分送到各单位，专家在征求意见表中根据各自的理解，对各指标进行重要度排序，最重要的打 14 分，其次 13 分，依次排序。若专家有其他意见，也可单独列出。

各指标应确切地反映出矿井制冷降温系统的状况和特征，并有独立的物理意义并符合科学、可测、可比和简明等要求的原则，确定指标排序。

收回的征求意见表包括技术管理部门、设计单位、高等院校和生产单位的主要技术负责人、专家和工程师。依靠专家的经验、知识和综合分析能力确定最优指标，结果见表 8-1。

表 8-1 矿井制冷降温系统方案决策指标征集汇总

专家 序号	技术可行性				经济合理性							环境影响		
	制 冷 量	系 统 稳 定 性	散 热 方 式	承 压 性	主 要 设 备 费	地 面 土 建 费	井 下 矿 建 费	年 度 电 费	年 度 维 护 费	使 用 年 限	冷 损 费	对 采 掘 影 响	占 用 空 间	噪 声 污 染
1	14	9	3	1	13	10	12	11	6	5	7	8	2	4
2	14	13	5	6	12	4	10	11	3	8	7	9	2	1
3	13	11	8	7	9	4	10	12	2	5	6	14	3	1
4	12	11	6	5	14	3	9	12	4	7	8	10	2	1
5	13	7	8	5	14	4	10	11	3	8	12	7	2	1
6	13	7	8	5	14	4	10	12	3	6	9	11	2	1
7	14	11	5	8	13	4	10	12	3	7	9	11	2	1
8	12	8	6	7	14	4	5	13	1	9	11	10	3	2
9	14	8	6	7	13	4	11	12	3	5	10	9	2	1
10	13	11	7	6	14	5	9	12	3	4	10	8	2	1
合计	132	98	60	57	130	46	96	119	31	64	89	92	21	15
排序	(1)	(4)	(9)	(10)	(2)	(11)	(5)	(3)	(12)	(8)	(7)	(6)	(13)	(14)

通过汇总专家意见，删除独立意义不强、影响较小的指标，合并物理意义相近指标，最终确定矿井制冷降温系统方案决策指标体系，如图 8-5 所示。

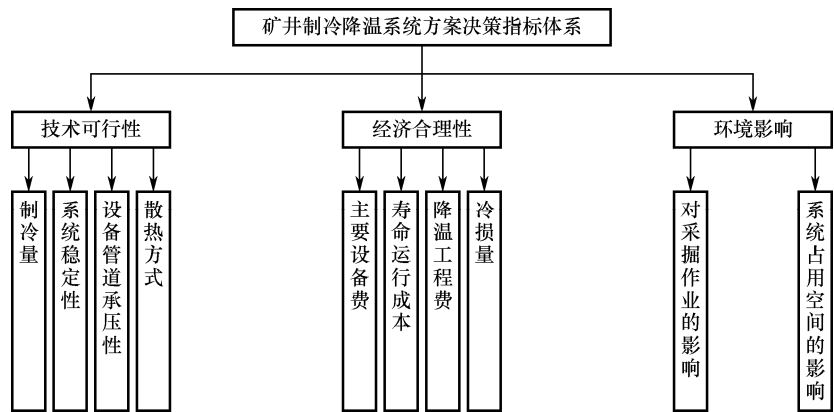


图 8-5 矿井制冷降温系统方案决策指标体系

8.2.1.1 技术可行性的指标

在技术可行性各项指标中，多数专家认为矿井制冷降温系统制冷量首先要达到要求，即能够将井下热环境控制在《金属非金属矿山安全规程》《煤矿安全规程》的规定之内。其次，系统应运行稳定，不能影响矿井正常生产。冷凝热排放方式及设备、管道的承压性可以作为技术可行性的指标，但对其要求可根据具体条件适当放松。综合专家意见，矿井制冷降温系统方案决策技术可行性指标有制冷系统制冷量、系统稳定性、设备管道承压性与散热方式四个。

8.2.1.2 经济合理性的指标

在列出的经济合理性指标中，专家们普遍认为初期主要设备费用、系统年运行电费、冷损量大小及降温工程费可以明确反映出降温系统的经济合理性。此外，考虑到系统寿命，将系统年运行电费、维护费用和使用年限三种因素合并考虑，记为寿命周期运行成本。最终确定矿井制冷降温系统方案决策经济合理性指标有主要设备费用、寿命运行成本、降温工程费及冷损量四个。

8.2.1.3 表明环境影响的指标

综合专家们的意见，表明矿井制冷降温系统对环境影响的指标有两项，即对采掘作业的影响和系统占用空间的影响。

8.2.1.4 各评判指标的意义

(1) 制冷量。制冷量是指矿井制冷降温系统的额定制冷量，是关系到能否创造出适宜的劳动环境的一项重要指标。选择矿井制冷降温系统时首先要保证制冷量达到矿井降温所需的冷量要求。

(2) 系统稳定性。系统稳定性主要用来描述矿井制冷降温系统的运转情况。比如,在冰冷空调系统中,可能会因为冰的堵塞、冰融化速率的降低导致整个系统运行不稳定。

(3) 设备管道承压性。考虑设备管道承压性问题主要是针对采深较大的矿井。采用地面集中式矿井降温系统对井下需冷地点进行降温时,系统中需要布置高低压换热器,否则会导致设备承压过大,容易造成管路破裂。

(4) 散热方式。散热方式主要考虑制冷系统冷凝热的排放问题。散热方式主要有地面排放冷凝热、回风流排放冷凝热、地下水源排热及混合排热等。

(5) 主要设备费用。矿井机械制冷降温系统设备费用较大。主要设备一般有制冷机组、空冷器、控制监测系统、干线管道及保温材料等。

(6) 寿命运行成本。寿命运行成本是系统年运行电费、年维护费和使用年限三种因素综合考虑的结果。

寿命运行成本=(系统年运行电费+年维护费)×使用年限

主要设备费用和寿命运行成本之和,为寿命周期成本。

(7) 降温工程费。根据多数专家意见,把地面土建费、井下工程费合并成一个指标——降温工程费。降温工程费是为了建立矿井制冷降温系统而专门拨付的建设工程费用,例如制冷机房、井下制冷硐室、喷淋硐室等。降温工程费较高。

(8) 冷损量。冷损量是关系矿井制冷降温系统经济合理运行的一项重要指标。无论何种系统都会不同程度地产生冷损。冷损量主要是指载冷剂在管道运输中的冷损。另外,矿井制冷降温系统如果是闭路循环系统,冷损量则较小;如果是开放系统,比如产生的冷冻水不能够循环使用,则冷损量会大大增加。

(9) 对采掘作业影响。对采掘作业影响是指矿井降温系统对矿井生产的影响,比如井下输冷管道的安设、空冷器的安设,都会对采掘、运输工作产生影响。

(10) 占用空间、噪声。矿井制冷降温系统需要占用一定的空间,采取地面集中式时,占用井下空间较少。矿井制冷降温系统的运转会产生噪声,恶化工作地点环境,降低劳动效率。

## 8.2.2 按相对重要性序列矩阵法确定指标权值

虽然采用“专家咨询法”确定了矿井制冷降温系统方案决策指标,但这些指标对系统影响的重要程度不同,不能同等对待。为了确切地反映出各评价指标的重要程度,需要合理确定各指标的权值。

确定评判指标权值的方法有两种:一种是均值法,即再邀请一批有经验的专家,对每个指标的权值发表意见,并取各位专家对每个指标的评分的平均值;另一种是按照相对重要性序列矩阵法通过比较分析确定指标的权值,这种权值更符合实际。

按相对重要性序列矩阵法确定权值的基本步骤如下:

(1) 编制指标相对重要性序列表。根据专家打分值的高低，给出指标的重要性序列值。如指标为  $M$  项，则最重要的为  $M$  分，其他依次为  $M-1, M-2, \dots, 2, 1$ ；把第  $k$  位专家给第 1 项指标打的重要性序列分数记为  $F_{k1}$ ，则第  $k$  位专家给第  $j$  项指标打的重要性序列分数记为  $F_{kj}$ ，依次把全部指标的重要性序列记录成表（见表 8-2）。

表 8-2 指标相对重要性序列

序 号	1	2	...	$i$	...	$j$	...	$m$
1	$F_{11}$	$F_{12}$	...	$F_{1i}$	...	$F_{1j}$	...	$F_{1m}$
2	$F_{21}$	$F_{22}$	...	$F_{2i}$	...	$F_{2j}$	...	$F_{2m}$
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
$k$	$F_{k1}$	$F_{k2}$	...	$F_{ki}$	...	$F_{kj}$	...	$F_{km}$
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
$n$	$F_{n1}$	$F_{n2}$	...	$F_{ni}$	...	$F_{nj}$	...	$F_{nm}$

(2) 编制指标相对重要性序列矩阵。按照指标相对重要性序列表进行统计：当  $F_{ii}/F_{ij}>1$  时，指标相对重要性值  $F_{ij-i}=1$ ；否则，当  $F_{ii}/F_{ij}<1$  时，指标相对重要性值  $F_{ij-i}=0$ 。将所有参加评议的专家的  $A$  值累加起来，见表 8-3。

表 8-3 指标相对重要性序列矩阵

序 号	1	2	...	$i$	...	$j$	...	$m$	$\Sigma A$
1	0	$A_{12}$	...	$A_{1i}$	...	$A_{1j}$	...	$A_{1m}$	$A_1$
2	$A_{21}$	0	...	$A_{2i}$	...	$A_{2j}$	...	$A_{2m}$	$A_2$
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
$i$	$A_{i1}$	$A_{i2}$	...	0	...	$A_{ij}$	...	$A_{im}$	$A_i$
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
$j$	$A_{j1}$	$A_{j2}$	...	$A_{ji}$	...	0	...	$A_{jm}$	$A_j$
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
$m$	$A_{m1}$	$A_{m2}$	...	$A_{mi}$	...	$A_{mj}$	...	0	$A_m$

(3) 求  $\Sigma A$  值。将各行的  $A$  值相加，显然  $\Sigma A$  最大的指标的重要性最高；相反， $\Sigma A$  最小的指标的重要性最小。其他指标居于二者之间。

(4) 求极差  $d$ 。令  $W_{\max}=10$ ， $W_{\min}=1$ ，则

$$d = \frac{(\sum A)_{\max} - (\sum A)_{\min}}{W_{\max} - W_{\min}} \tag{8-1}$$

(5) 求各指标的权值  $W_i$ 。各指标的权值按式 (8-2) 计算：

$$W_i = 10 - \frac{(\sum A)_{\max} - \sum A_i}{d} \tag{8-2}$$





(3) 求各指标的“权值”。

① 求极差  $d$ 。

令  $W_{\max}=10$ ,  $W_{\min}=1$ , 则:

$$d = \frac{(\sum A)_{\max} - (\sum A)_{\min}}{W_{\max} - W_{\min}} = \frac{84 - 0}{10 - 1} = 9.33$$

② 求各指标的权值。

$$W_i = 10 - \frac{(\sum A)_{\max} - \sum A_i}{d}$$

例如,  $W_2 = 10 - \frac{84 - 59}{9.33} = 7.32$ 。

按此方法可求出各指标的权值, 见表 8-6。

表 8-6 各基本评价指标的权值

指 标	技术可行性				经济合理性				环境影响	
	制冷量	系统 稳定性	散热 方式	承压性	主要 设备费	降温 工程费	寿命周期 运行成本	冷损量	对采掘 作业的 影响	占用 空间
	$\lambda_1$	$\lambda_2$	$\lambda_3$	$\lambda_4$	$\lambda_5$	$\lambda_6$	$\lambda_7$	$\lambda_8$	$\lambda_9$	$\lambda_{10}$
权 值	10	7.32	3.25	3.14	9.04	3.35	8.50	5.71	6.89	1

按照各指标的权值及重要性序列表可以得出各指标的重要程度排序: 制冷量>主要设备费>寿命周期运行成本>系统稳定性>对采掘影响>冷损量>降温工程费>散热方式>承压性>占用空间。

根据基本指标的权值可以确定各类指标的权值, 即技术可行性、经济合理性、环境影响的权值, 见表 8-7。

表 8-7 各类指标的权值

指 标	技术可行性权值	经济合理性权值	环境影响权值
权 值	4.07	4.57	1.36

注: 类指标值=10×(类下所包含的各项指标的权值和/各项指标权值总和)

### 8.3 矿井制冷降温系统方案确定的多目标决策法

矿井降温系统决策有多个评判指标。前面所确定的 10 项评判指标的共同特点是: 指标间的不可公度性和指标间的矛盾性。所谓指标间的不可公度性是指各个指标没有统一的度量标准, 因而难以进行比较。比如, 矿井降温系统的散热方式

与占用空间大小及噪声就没有办法比较。因此，一般只能根据多个目标所产生的综合效用去估量。目标间的矛盾性则是指当采用一种方法去改进某一指标的值时，可能会使另一指标的值变坏。例如，降低制冷降温系统年运行电费，则制冷量可能得不到保证。由于多个指标之间的矛盾性和不可公度性，因此不能把多个指标归并为单个指标直接采用求解单指标决策问题的方法，而必须采用多目标决策法。

多目标决策法是利用专家集体智慧，对某些复杂的命题进行决策的方法，它是依靠专家的经验、知识和综合分析能力进行直观判断的方法。集中集体的智慧是以“权值”及“评价值”的形式表现的。

当进行多因素、多目标的问题的决策时，由于众多的因素或目标各有不同的重要程度，因而最优决策的结果并不是唯一的。因此，在方案优选之前，必须由专家首先确定各影响因素或各目标函数在本决策问题中的重要程度，即确定“权值”。“权值”确定之后，根据各方案定量指标的具体数值，即可计算出每个指标的评价值。对于定性指标，可利用“专家评议法”确定其“评价值”。根据各指标的“权值”和“评价值”，进行综合分析，即可确定出最优的方案。

### 8.3.1 评价值数据处理方法

#### 8.3.1.1 采用最高积分法处理评价值数据

设被评价的方案数目为  $n$ ，对矿井制冷降温系统方案优选影响较大的起重要作用的指标为  $m$ ，则每个方案的评判结果都由具体值  $f_i = \{f_{i1}, f_{i2}, \dots, f_{in}\}$  构成。几个方案的指标具体值便构成了  $m \times n$  阶预选方案评价指标矩阵  $A$ ，可表示为

$$A = \{f_{ij}\} = \begin{bmatrix} f_{11} & f_{12} & \cdots & f_{1j} & \cdots & f_{1n} \\ f_{21} & f_{22} & \cdots & f_{2j} & \cdots & f_{2n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ f_{i1} & f_{i2} & \cdots & f_{ij} & \cdots & f_{in} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ f_{m1} & f_{m2} & \cdots & f_{mj} & \cdots & f_{mn} \end{bmatrix} \quad (8-3)$$

各评价指标的“权值”分别为  $W_1, W_2, \dots, W_i, \dots, W_m$ 。

$n$  个方案的评价指标值亦组成  $m \times n$  矩阵，即

$$B = \{E_{ij}\} = \begin{bmatrix} E_{11} & E_{12} & \cdots & E_{1j} & \cdots & E_{1n} \\ E_{21} & E_{22} & \cdots & E_{2j} & \cdots & E_{2n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ E_{i1} & E_{i2} & \cdots & E_{ij} & \cdots & E_{in} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ E_{m1} & E_{m2} & \cdots & E_{mj} & \cdots & E_{mn} \end{bmatrix} \quad (8-4)$$

每个方案的各项指标评价值与“权值”的乘积之和构成综合性指标  $M_j$ ,  $M_j$  最大者为最优方案。用数学模型表示为

$$M_j = \max \sum_{i=1}^m W_i E_{ij} \quad (8-5)$$

### 8.3.1.2 加权相对偏差值最小法

将不同性质、不同因次量的指标转化为无因次的量可采用计算相对偏差值的方法。对于各方案的原始评价指标,  $n$  个方案的第  $i$  个评价指标的值分别为  $f_{i1}, f_{i2}, \dots, f_{in}$ , 其中必有一项最好的指标, 选定其为标准指标, 以  $f_i^0$  表示, 即:

$$f_i^0 = f_{i\max} \text{ 或 } f_i^0 = f_{i\min} \quad (8-6)$$

则相对偏差值  $\delta_{ij}$  为:

$$\delta_{ij} = \frac{|f_i^0 - f_{ij}|}{f_i^0} \quad (8-7)$$

由于各指标对方案的影响重要程度不同, 不应把各指标  $f_{i1}, f_{i2}, \dots, f_{in}$  不分主次地同等对待。因此, 在综合评价时, 除了要考虑相对偏差值外, 还必须考虑各项指标的权重, 以相对偏差值与权重共同构成各方案的综合评价指标, 以综合评价指标  $k_j$  值最小的方案为最优方案。用公式表示为:

$$k_j = \min \frac{1}{W_a} \sqrt{\sum_{i=1}^m (\delta_{ij} W_i)^2} \quad (8-8)$$

$$W_a = \frac{\sum_{i=1}^m W_i}{m} \quad (8-9)$$

式中  $W_a$ ——所有指标权值的平均值, 也称平均权值。

## 8.3.2 多目标决策法的步骤

采用多目标决策法确定矿井制冷降温系统最优方案的基本步骤如下:

(1) 矿井制冷降温系统及设计方案拟订。

(2) 确定矿井制冷降温系统方案决策指标及权值。

(3) 确定各项指标值。当指标为可计量(定量)指标时, 指标值即为这一指标的参数值; 当指标为定性指标时, 可由专家对各项指标进行打分, 以确定这一定性指标的数值。

(4) 将指标值转化为评价值。采用最高积分法时, 由于各指标的物理意义不同, 其中一些指标值是越大越好, 如制冷量; 有些指标值是越小越好, 如年运行电费。因此, 为了便于统一计算, 根据各指标的特点, 分两种情况分别计算各指标的评价值:

①若指标值为越大越好，则令各方案中同一指标的最大值为最好值 $f_{ibj}$ ，即：

$$\max \{f_{ij}\} = f_{ibj} \quad (i=1,2,3,\dots,m; 1 \leq j \leq n)$$

则各方案指标的评价值为：

$$E_{ij} = \frac{f_{ij}}{f_{ibj}} \times 10 \quad (8-10)$$

②若指标值为越小越好，则令各方案中同一指标的最小值为最好值 $f_{ibj}$ ，即：

$$\min \{f_{ij}\} = f_{ibj} \quad (i=1,2,3,\dots,m; 1 \leq j \leq n)$$

则各方案指标的评价值为：

$$E_{ij} = \frac{f_{ibj}}{f_{ij}} \times 10 \quad (8-11)$$

(5) 利用最高积分法或加权相对偏差值最小法确定最优方案。

### 8.3.3 专家评议法

专家评议法既能解决定性参数问题，又能解决定量参数问题，它可以把定性参数定量化，并且能把不同因次的量进行无量纲化，从而可以用同一个尺度来衡量，可以客观地评比出优劣、高低。专家评议法是集中专家的集体智慧进行决策的，可避免和防止个别人的主观见解所带来的主观性、片面性；同时，专家评议法是利用定量的方法解决定性和定量参数的问题，因此它要求信息准确、定额先进、计算必须达到一定的精度，否则将会影响到评价的效果。

用专家评议法进行矿井制冷降温系统决策评价时，可以在先进成果的背景下对所审查的设计是否先进做出客观而可靠的论证。同时，还能对所审查的设计的不足之处提出数量上确凿的论据，并提出具体改进的地方和改进的途径。利用该方法能及时排除落后的、不可靠的、不经济的设计方案，能加快设计的速度，可避免大量的基建资金的损失。

专家评议法是靠专家的经验、知识和综合分析能力进行直观地判断，为克服主观性、片面性，提高判断的可靠性和科学性，参与决策的专家应该是在矿井制冷降温领域内研究有素，具有渊博的外围知识而且思维敏捷，同时必须熟悉决策问题的内外部条件。

参加的人数宜在 10 人以上，应当权威性较强。专家在评议时要独立思考，不得互相讨论，专家只打分。如果第一轮评议结果数值不集中，可以归纳后再反馈给专家，进行第二轮打分。一般情况下专家不必记名。

国内外矿井降温工程实例

目前，国内外许多热害矿井（煤与非煤矿井）都实施了降温工程。例如，国外有德国依本比伦煤矿、南非 Anglo America 公司等，国内有河南平煤集团、淮南国投新集矿业集团、新汶矿业集团的孙村煤矿、兖州矿业集团下辖巨野矿区等。

9.1 德国煤矿降温概况

德国煤炭开采有 600 多年的历史，井工矿产量呈逐年减少趋势。2006 年德国井工煤矿仅剩 3 个矿区，分别是鲁尔（Ruhr）区、萨尔（Saar）区和伊本比伦（Ibbenbueren）区。德国共 8 对矿井，其中鲁尔区 6 对矿井由西向东分别是 West, Walsum, Prosper-Haniel, Lippe, Auguest-Victoria(A.V.) ,Ost；萨尔区 1 对矿井，即 Saar 煤矿；伊本比伦区 1 对矿井，即 Ibbenbueren 煤矿。德国矿井开采历史大部分在百年以上，很多矿井是由两对以上矿井合并而成，矿井开采深度都在 800～1000m 以上，现有的 8 对矿井全部采用机械制冷降温系统。德国矿井统计数据见表 9-1。

表 9-1 德国矿井统计数据

矿 区	矿 井	人员（人）	年产量（Mt）	开采最大深度（m）	井田面积（km <sup>2</sup> ）
Ruhr	West	3500	3.2	1230	225
	Walsum	3627	2.55	1127	99
	Prosper-Haniel	4478	3.6	1050	165.4
	Lippe	3909	2.9	1351	148

续表

矿 区	矿 井	人员 (人)	年产量 (Mt)	开采最大深度 (m)	井田面积 (km <sup>2</sup> )
Ruhr	A.V.	3600	3.23	1332	313
	Ost	3700	2.5	1532	285
Saar	Saar	3076	3.09	1750	144
Ibbenbueren	Ibbenbueren	2609	1.683	1545	93

德国现有生产矿井均采用地面集中式或井下集中式或混合式布置水冷机组,井下局部可移动式水冷机组仅作为上述系统的补充。其矿井降温思路是采用大制冷量的集中式机械制冷水降温系统,依靠其发达的工业设备制造业,尽可能地提高系统制冷能力来弥补各种冷量损失。以采取地面集中制冷系统的伊本比伦煤矿为例,该矿位于鲁尔矿区东北部,系卜若乌斯煤炭公司(PREussAG)唯一的煤矿。井田尺寸为16km×5km,中央井垂深818m;深部(北部)立井垂深1436m,距老井约3km,设置一对窄罐和一对宽罐,用于进风;老井两翼各设风井一个。煤厚0.86~1.86m,系6个刨煤机综采面。矿井特点是开采深度大、地温高、矿压大、瓦斯大(瓦斯涌出量37m<sup>3</sup>/t)。2009年年产商品煤1.6Mt,出矸石1.74Mt。矿井全员工效4.237t。

伊本比伦煤矿采用地面集中式机械制冷水降温系统。地面制冷机组制取低温冷冻水,输送至井下需冷地点,低温水通过空冷器与空气发生热交换,带走工作面空气中热量,达到降低工作面温度的目的。伊本比伦矿地面集中式降温设计布置如图9-1所示。

单个具体回采工作面采用分段制冷降温方式。进风巷布置两套制冷降温机组,机组间留有一定间距,工作面进风经一套制冷降温机组降温后温度明显下降,随着风流吸收矿井热量温度回升。为保证工作面降温效果(隅角温度小于26℃),增设第二套制冷降温机组,再次降低风流温度。单个具体回采工作面降温规划与设计如图9-2所示。

德国煤矿根据矿井气候条件规程、矿山健康保护法,以及煤矿企业与工会等部门的协调确定,以干球温度 $t_d=28^{\circ}\text{C}$ 、有效温度 $t_{\text{eff}}=25^{\circ}\text{C}$ 作为井下每班允许工作8h的限值,以有效温度 $t>32^{\circ}\text{C}$ 作为禁止工作的限值。超过规定,则将作业时间相应减少。各矿为避免产量的损失和工人健康的影响,均设法通过采取各种空调技术,以使井下温度满足规定要求。德国煤矿矿井空调降温已有30多年的经验,各矿根据自身的气温、地质及开拓系统等条件,采取了不同的空调系统和设备,降温效果都不错。

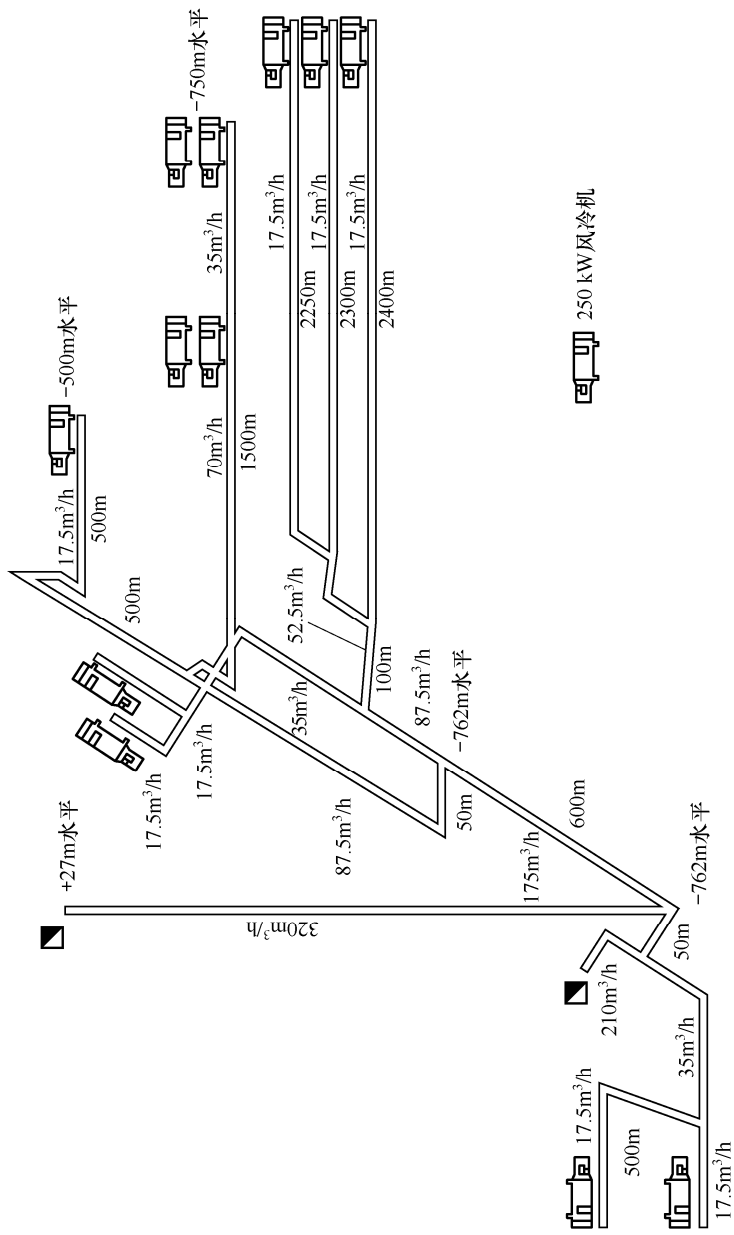


图 9-1 伊本伦矿地面集中式降温设计布置



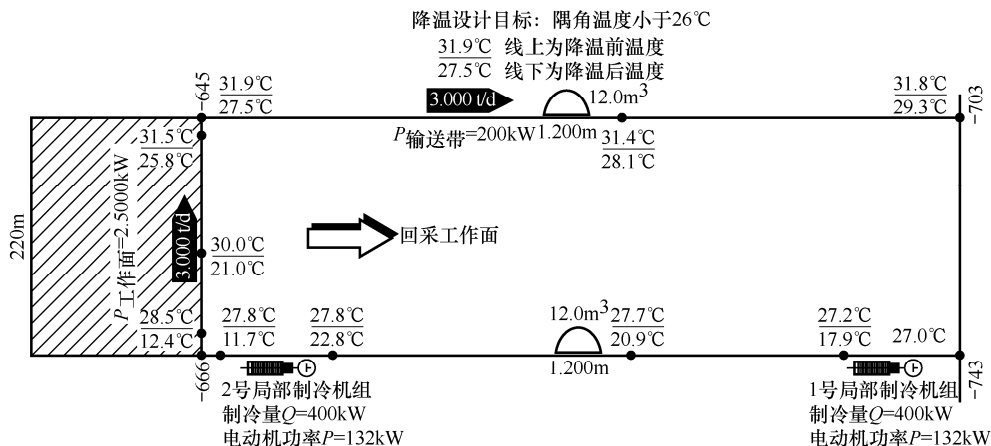


图 9-2 单个具体回采工作面降温规划与设计

## 9.2 南非矿山降温概况

南非煤矿年产煤炭约 270Mt，露天和井工开采各占一半。井工煤矿埋深在 100~300m 之间，开采深度较小，因此，南非井工煤矿不存在矿井降温的问题。

在国外的煤矿中，一般不采用冷冰降温空调系统。因为，矿井空调及采矿专家们认为，采用冷冰降温空调系统既不经济，能耗又高、降温效果又差。南非于 1985 年在金矿建立了第一个日产千吨冰的制冰降温系统。试验运行后的经济分析表明，在开采深度达到-3000m 时，冷冰空调系统的经济指标和能耗与冷水系统相当；当开采深度达到-4000m 时，其经济指标和能耗较冷水系统节省 16%。

南非绝大多数金矿的开采水平都在-1000m 以下，其中 AngloGold 有限公司的西部深水平金矿采矿深度达 3700m。由于开采深度的加大，井下原始岩温更高。南非金矿一般均采用机械制冷降温系统，尤其以冰冷却降温系统最有特点。目前南非有三个金矿使用冰冷系统，分别是 Impala 铂金矿（埋深 1200m，2005 年投入使用）、Harmony 金矿（埋深 3000m，1982 年投入使用，为老矿井，井筒管路小）和 Tau Tona 金矿（埋深 4200m，1990 年投入使用）。

冰制冷系统（见图 9-3 和图 9-4）就是利用粒状冰或泥状冰作为输冷媒质，通过风力或水力输送至井下的融冰装置，再把冷量传递给用冷地点。由于冰具有较大的热容量，因此，该系统的制冷能力很大，已经得到了国内外许多高温矿井和研究人员的重视。其缺点是投资大，且在冰的输送过程中，管道存在堵塞、破裂的危险性及冰的融化速率不好控制等问题。

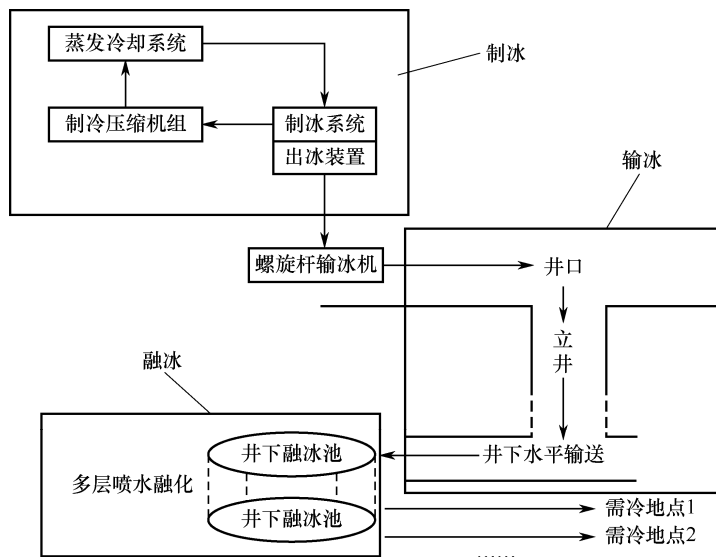


图 9-3 冰冷矿井降温系统过程

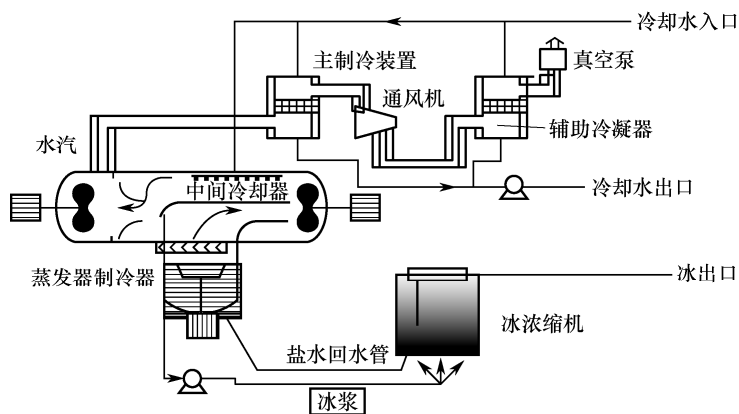


图 9-4 冰制冷降温技术工艺

在地面建立制冰站，生产的冰屑通过安装在井筒中的输冰保温管路送至井底车场的融冰池。冰屑融化后，冷水泵将融冰池中  $2^{\circ}\text{C}$  左右的低温水通过保温管道输送至需冷地点。采用空冷器进行热湿交换、采面喷雾及采煤设备均使用低温冷冻水相结合的方式散冷，降低工作面温度，大部分冷却回水返回融冰池融冰，循环使用。

冰制冷系统具有以下特点：

(1) 冰的潜热巨大， $1\text{t } 0^{\circ}\text{C}$  冰融化为  $0^{\circ}\text{C}$  水所散发冷量相当于  $1\text{t } 80^{\circ}\text{C}$  的水降为  $0^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 从井口至井底直到工作面均为开放式系统, 各自相互独立, 不存在任何高压危险, 不需要高低压换热器。

(3) 也可用运冰车将冰直接运到采掘工作面降温, 系统运行更加平稳、可靠。

(4) 立井单管输送, 壁厚小于 10mm, 大大降低了立井敷设成本, 提高了安全性。

(5) 冰融化产生的水为采掘工作面多元化散冷创造了条件。

但是, 冰冷系统也存在以下缺点: 制冷效率低, 电机功率与冷负荷比仅为 1:2; 由于输送到井底是片冰, 未形成闭路循环, 水量损失大, 增加了矿井排水负担; 在井底融冰池与回水交换过程中, 损失了大量的冷量。

### 9.3 河南平煤集团矿井降温概况

随着矿井采深的不断增加, 巷道围岩温度随之增高, 采掘工作面环境温度越来越高, 平煤集团深部开采工作面温度一般为 26~30℃, 个别高达 31~35℃, 相对湿度 95%以上, 均超过《煤矿安全规程》规定的“生产矿井采掘工作面空气温度不得超过 26℃”这一标准的要求。高温高湿的工作环境严重影响劳动生产效率的提高和矿工身体健康, 因此, 必须采取降温措施。平顶山矿区是我国煤矿热害比较严重的区域, 开展矿井降温技术研究也比较早, 并且取得了很多可喜的成果。

1976 年开始, 平煤集团技术中心(原科研所)结合平煤集团(原矿务局)各生产矿井的热害情况, 进行了矿井热害普查, 并与煤炭科学研究总院抚顺分院合作在一矿戊十采区的一个采煤工作面进行了首次机械制冷降温工作, 取得较好的降温效果。

1985—1993 年, 在平煤八矿实施了国家“七五”重点科技攻关项目“平顶山八矿降温技术”, 下设 14 个子课题, 由中科院地质所、中国矿业大学(北京)、抚顺分院、西安分院、武汉设计院、河北建工学院、平煤集团公司等多个单位参加研究, 不但取得了一定的降温效果, 而且也取得许多科研成果, 如“输冷管道保冷隔热技术研究”、“矿井通风技术研究”、“矿井制冷系统降温设备研究”、“矿井水补给来源、方式与通道技术研究”等项目分别获得原煤炭工业部科技进步二、三等奖。

平煤八矿制冷降温系统为井下集中制冷降温方式, 主机为重庆通用机械厂生产的制冷量 100 万大卡(1000kW)的离心式水冷机组 2 台(1 用 1 备), 后因平煤八矿由高瓦斯矿井上升为瓦斯突出矿井, 以及制冷机组不防爆等诸多原因, 造

成制冷设备搁置至今未用。

1993—1995 年,平煤集团技术中心与航空工业总公司第 609 所合作,把航空上的涡轮膨胀制冷技术首次引用到煤矿井下进行掘进工作面局部制冷降温,取得了较好的降温效果。该空气制冷机的特点是不用电,体积小、质量轻、制冷速度快,降温效果明显,不但在平煤一、四、五、八、十矿推广应用,还推广到山东龙口矿务局使用,均取得一定效果。

1996—2003 年,针对矿井热害越来越严重,并伴有热水( $39\sim 43^{\circ}\text{C}$ )涌出的恶劣环境,高温热害严重威胁着矿井安全生产和职工的身心健康,集团公司领导非常重视,在公司资金比较紧张的情况下,每年拨出专项资金用于降温技术研究及热害治理。在国内没有矿用防爆制冷机组的情况下,与有关单位合作开发研制出大型矿用防爆制冷机组(填补了国内空白),先后在四矿丁九、五矿己三采区建成两套井下集中制冷降温系统,平均降温幅度  $3\sim 5^{\circ}\text{C}$ ,效果明显。经过多年实践应用,不但开发研制出大型矿用防爆制冷机组、高压空冷器等相关降温设备,还积累了降温技术经验,如冰块局部降温、下行风、井下回风排热技术和井下制冷地面排热等技术,达到国内领先水平。国内许多单位先后来平煤集团公司学习交流。

### 9.3.1 矿井热害现状

目前,随着煤炭事业的不断发展,平顶山矿区开采深度已接近 1000m,采掘工作面环境温度越来越高,一般为  $30\sim 34^{\circ}\text{C}$ ,个别高达  $35\sim 37^{\circ}\text{C}$ ,相对湿度接近 100%,加上  $43^{\circ}\text{C}$  左右的热水由顶板淋出,使工作面闷热潮湿,经常发生职工皮肤湿疹、头晕、中暑晕倒等高温疾病。四矿、五矿、六矿、八矿、十二矿、十三矿等,尤以五矿、六矿热害最为严重。

### 9.3.2 平煤五矿矿井降温工程概况

平煤五矿位于平顶山煤田的中西部,设计年产量为 1.2Mt/a。目前有两个采区,其中己三采区的煤产量占矿井总产量的 80%。由于己三采区采深大( $725\sim 925\text{m}$ ),围岩原始岩温高( $42.6\sim 51^{\circ}\text{C}$ ),并且有高温热水涌出,导致矿井采掘工作面热害严重,必须降温。

1996 年 3 月,平煤五矿开始实施机械制冷降温试验工程,设计方案如图 9-5~图 9-7 所示。有关经济技术指标见表 9-2,工作面降温前后风流热力参数比较见表 9-3。

1997年6月正式启动矿井Ⅰ期降温工程(见图9-6)。工程总制冷量为1432kW,为井下集中制冷、地面排热方案,设计服务一个综采面、两个掘进工作面。

在进行矿井Ⅱ期降温工程(见图9-7)设计时,按照下述思路进行:其一,由于现已存在严重的井下热害,降温需求迫切,因此,既要考虑未来的降温需求,也要考虑现时的降温需求,把现时需求与长远规划结合起来。其二,-650m水平以下降温设计主要是从技术、投资、成本和实施的难易程度等四方面综合考虑,提出三种方案:(1)已三回风井口地面集中,-450m水平设换热站;(2)已三回风井井下集中,地面排热;(3)已三回风井口地面集中,井底设换热站。从技术、投资、成本和实施的难易程度以及未来下水平开采等方面考虑,实施方案(3)。

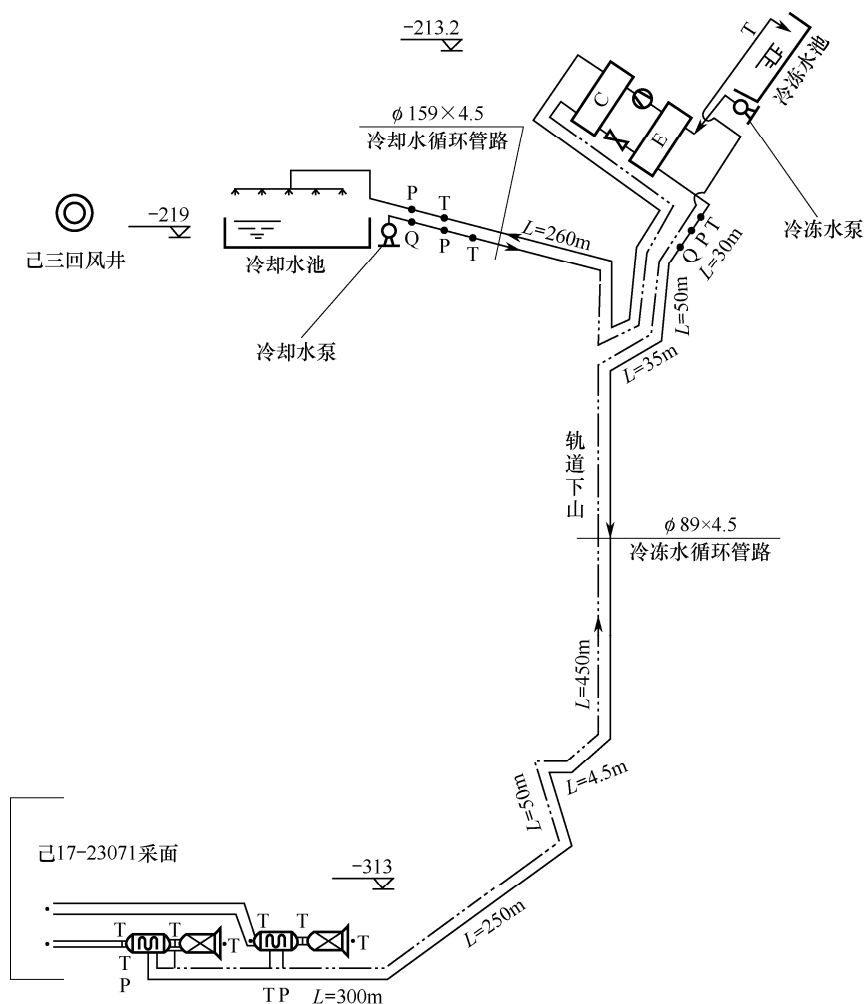
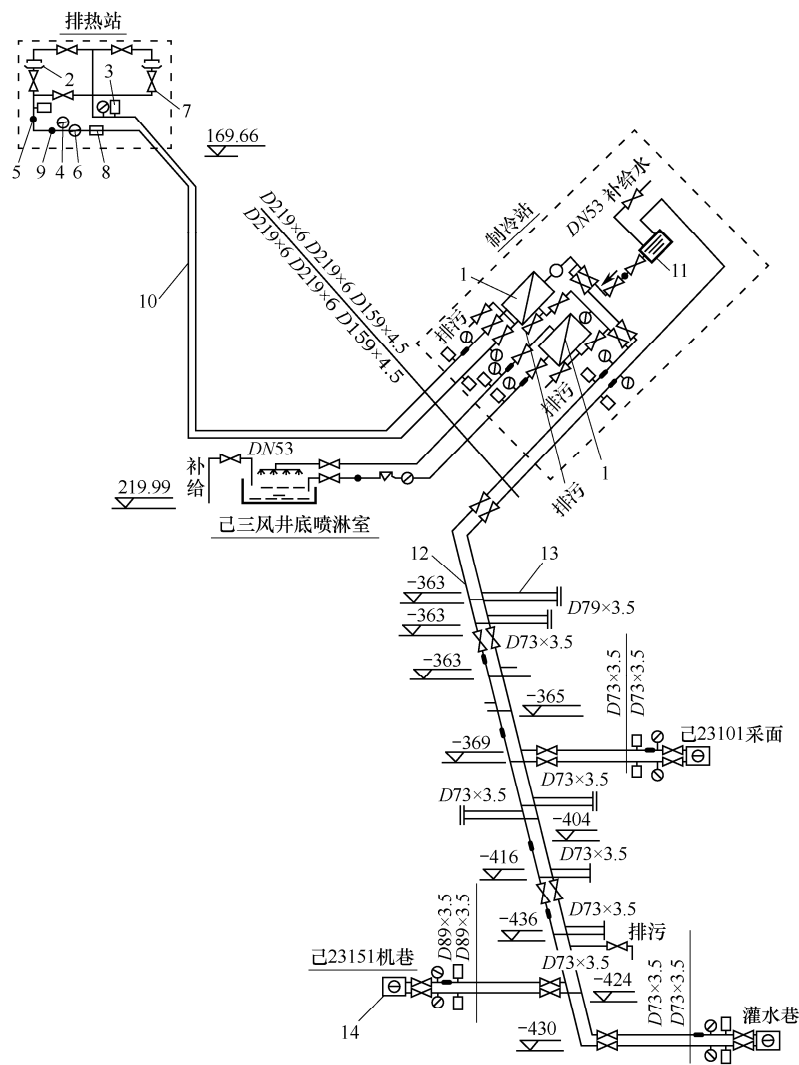


图 9-5 平煤五矿井下降温试验工程系统



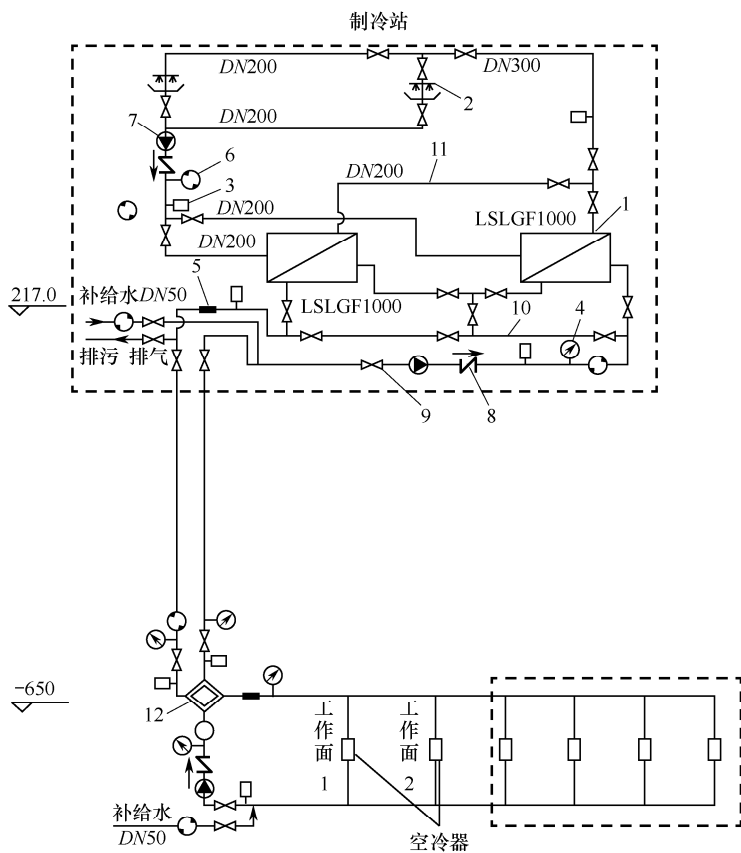
1—冷水机组；2—冷却塔；3—温度计；4—压力表；5—流量计；6—除污器；7—闸阀；8—单向阀；  
9—离心水泵；10—冷却水管；11—冷冻水池；12—冷冻水管；13—冷冻水支管接口；14—空冷器

图 9-6 平煤五矿井下降温 I 期工程系统

表 9-2 矿井下降温工程经济技术指标

指 标	数 量	设 备
总制冷量 (kW)	324	装机容量
总电功率 (kW)	238	含主机、冷冻泵、冷却泵
系统 COP (kW/kW)	136	
总投资 (万元)	185.09	设计预算费
年运行费用 (万元)	74.9	含电费、设备折旧费、人工等

注：COP=制冷量（或制热量）/消耗的能量（电、热或燃料）



1—冷水机组；2—冷却塔；3—温度计；4—压力表；5—流量计；6—自动排污过滤器；7—离心水泵；  
8—单向阀；9—闸阀；10—冷冻水管；11—冷却水管；12—三室式高低压换热器

图 9-7 平煤五矿井下降温Ⅱ期工程系统

表 9-3 平煤五矿己 17-23071 工作面降温前后风流热力参数比较

日 期	降温前（开机前）温度（℃）		降温后（开机后）温度（℃）		备 注
	入风（干/湿球）	出风（干/湿球）	入风（干/湿球）	出风（干/湿球）	
9 月 2 日	30/29.6	33/32.8	27.2/26.4	30.2/29.4	开一台空冷器
9 月 19 日			25.8/25.2	29/28.2	中间 27.4/26.8
10 月 4 日			26.8/26.8	30.2/29.8	开一台空冷器
10 月 18 日			22.4/21.8	26.2/25.2	
10 月 27 日			122.5/22.1	27.8/27.3	组织验收

### 9.3.3 存在的问题

矿井降温工程的特点是投资大、输冷距离远、系统复杂，实施热害治理是保证高温矿井安全生产的必要手段。但必须正确认识矿井降温工作的重要性，加强管理和操作人员素质培训，只有这样才能搞好降温工作，保护职工身心健康，保证安全生产，从而提高生产效率，带来明显的经济效益和社会效益。

### 9.3.4 近期降温工作

目前大多数矿井的开采深度已接近 1000m，采掘工作面气温均超过 30℃，多对高温矿井曾不同程度地发生过职工中暑晕倒事故，都需要实施机械降温。但是由于受资金等条件限制，只能一个矿一个矿地实施。

2005 年在热害最突出的五矿己三采区的己 17-23200 和己 17-23190 综采面实施井下制冷降温；同时，对热害比较严重的四矿、六矿、十一矿、十二矿、十三矿进行热害调查、气温预测、降温方案可行性论证等工作。

2009 年在六矿建立“制冰降温示范工程”，采用南非冰制冷技术，把在地面制取的碎冰送往井下融化成 0~2℃ 的低温冷水，再送往采掘工作面进行降温。

### 9.3.5 长远降温工作

在六矿“制冰降温示范工程”的基础上，总结经验并进一步完善后，在十一矿和四矿推广应用冰制冷降温技术。

## 9.4 国投新集矿业集团矿井降温概况

国投新集矿业集团位于安徽省淮南市凤台县新集镇。矿区平均地温梯度为 0.3236℃/km，属地温异常区，-400~-650m 为一级热害区（温度 31~37℃），-650m 水平以下为二级热害区（温度大于 37℃）。目前矿区大部分已进入 -650m 水平开采，井下采掘工作面平均温度 33~35℃。国投新集矿业集团下辖一矿、二矿、三矿均采取以机械制冷降温为主、通风降温为辅的降温措施。在主要采掘工作面安装制冷降温设备，施工制冷硐室，采用德国 WAT 公司井下局部移



动式制冷降温系统。矿井热害属于季节性热害，使用时间均为每年的 7 月、8 月、9 月，约 100 天。2009 年共投资购置 DV400 局部降温系统 18 套，井下使用 13 套。

9.4.1 主要设备及参数

DV400 局部移动式机械制冷降温机组属防爆型矿用专用设备，风流流量 400~600m<sup>3</sup>/min，出口温度 20℃左右，制冷量 450kW。制冷机组可布置在工作面进风顺槽内，压缩冷凝机组、控制台、压缩机、风机和蒸发器顺序布置在巷道一侧，主机所有设备长度大约 9.27m，宽度不超过 1.36m，高度不大于 1.5m。DV400 制冷机组包括压缩机、冷凝器、蒸发器、风机、电机、回冷机 RK450 等，其技术规格参数见表 9-4。

表 9-4 DV400 型局部降温机组技术规格参数

蒸发器 DV400		冷凝器 DV400		压缩机 5H126	
制冷量	450kW	冷却功率	563kW	电机轴功率	132kW
蒸发温度	5℃	冷凝温度	45℃		
空气进口温度	32℃	冷却水流量	13.8kg/s		
空气出口温度	20.3℃				
空气流量	13.3m <sup>3</sup> /s				

9.4.2 系统工艺流程

一套完整的 DV400 局部移动式机械降温系统包括制冷主机（包括压缩机、电机、冷凝器、膨胀节流阀）、蒸发器、回冷机、两台配套风机、两台循环水泵，以及配套控制系统等。DV400 降温系统工艺流程如图 9-8 所示。

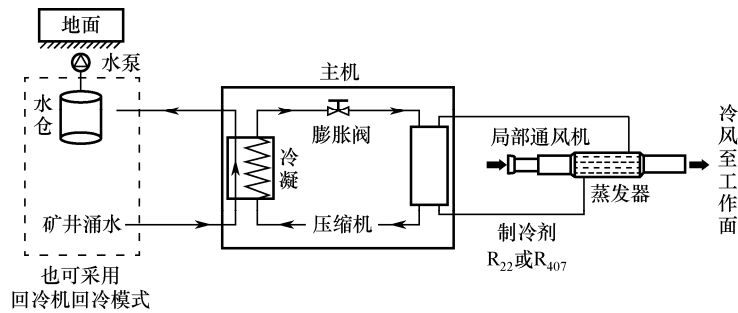


图 9-8 DV400 降温系统工艺流程

DV400 局部机械制冷降温设备主要由主机、蒸发器、冷却器三大部分组成。主机中的压缩机将吸收过热负荷的低压气态制冷剂吸入并压缩为高压高温蒸汽，通过主机中的冷凝器将热量传递给冷却水，同时制冷剂变为低温高压液体。而后低温高压状态下的制冷剂通过膨胀节流阀，变为低温低压气液两相混合物进入蒸发器。其中的液态制冷剂在蒸发器的铜管中蒸发制冷（吸热），而安装于蒸发器一端的局部通风机则不断吸入周围环境中的热空气与蒸发器内铜质盘管间进行冷热交换，从而达到降低温度目的。吸收热负荷后的制冷剂以低压气态进入压缩机再次进行循环。

吸收过制冷剂热量的冷却水既可直接由管路排入水仓，进而排至地面，由此将热量排出；也可以采用闭式回冷机回冷模式。冷却水在回冷机内进行闭式循环，通过回冷机内的喷淋系统，回冷机一侧的局部通风机将热量排出。

目前国投新集矿业集团均针对所辖矿井局部高温热害现象采用此降温机组进行治理。

### 9.4.3 国内配套设备情况

DV400 局部移动式机械降温系统全部采用德国进口设备，以保证整机运行效率高，减少机器故障率。但是整套设备全部进口价格较高，并且部分构件采用国内产品配套完全可以达到同样的降温效果。因此，国投新集矿业集团在与德国 WAT 公司进行多次交流后，部分配套产品（如主机电动机、风机、循环水泵及控制系统等）采用国产设备。进口设备主要有主机、蒸发器、回冷机等。

### 9.4.4 采掘工作面制冷降温系统安装方式

（1）采用 DV400 型局部制冷机组对采煤工作面进行局部降温。机组布置方式：局部制冷机组布置在进风顺槽内，布置位置以距工作面距离等于制冷降温时间段内工作面回采长度为参考（约 500m），制冷机组制取矿井降温所需低温冷风，然后通过局部通风机将冷风输送至工作面，从而达到降低工作面环境温度的目的，冷凝热通过回冷机由回风巷风流排出。回冷机安装在工作面回风巷或支路回风巷。根据国投新集降温经验，回冷机应布置在高位，即标高高于主机位置，宜布置在支路回风巷，主机与回冷机距离可以达到 1000m 左右，如图 9-9 所示。

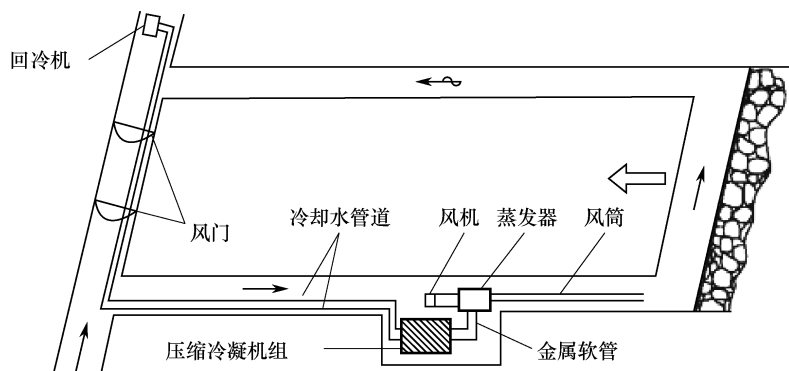


图 9-9 采煤工作面局部降温设备顺槽布置示意图

(2) 采用 DV400 型局部制冷机组对掘进工作面进行局部降温。机组布置方式为：制冷机组布置在掘进巷道内，随掘进工作面推进移动局部制冷设备。制冷降温系统安设位置距迎头 100~200m，距离太小，容易受爆破影响，对掘进工作面正常生产也会带来不便；距离太大，制冷效果又不能保证。为了减少对掘进巷道运输的影响，有时需要在巷道一侧专门掘砌安设局部通风机、制冷设备的硐室，如图 9-10 所示。

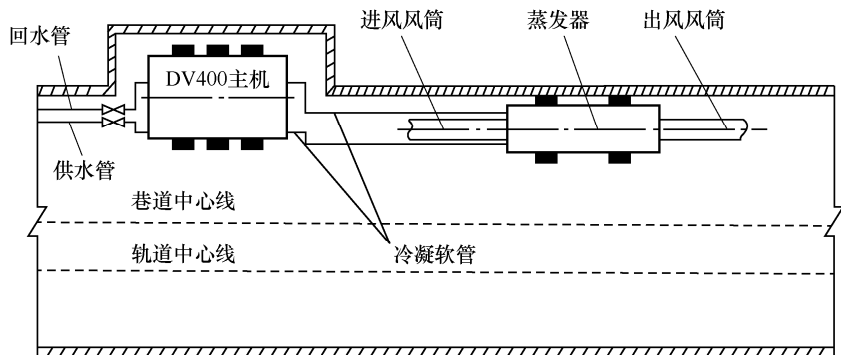


图 9-10 局部降温设备掘进巷道内布置示意图

### 9.4.5 制冷降温效果

国投新集矿业集团下辖矿井均为高瓦斯矿井，采煤工作面配风量较大，一般工作面送风量为 1500~1800m<sup>3</sup>/min。由于国投新集矿业集团在矿井降温管理上实行机电部门全权负责制，通防部门并没有涉猎，因此，没有详细的采掘工作面设备启用前后井下各点温度、湿度等详细数据及分析，但总体实际制冷效果是工作面可以降温 5~9℃。

### 9.4.6 存在的问题及经验教训

国投新集矿业集团于 2009 年夏季开始使用 WAT 公司的 DV400 局部降温设备, 使用时间均在夏季。经过一年的使用, 在积累了一些经验的同时也发现了一些问题, 可供参考。

(1) 冷却水循环系统对水质要求高。DV400 局部降温系统回冷机内的冷却水是闭路循环, 需软化处理。2009 年国投新集矿业集团各矿均忽略了这一问题, 导致回冷机内腐蚀较大, 冷凝热排放效果差。

(2) 冷却水需水量较大。系统说明  $100\text{m}^3/\text{h}$  水泵即可, 但实际经验表明, 这一水泵偏小, 不能完全满足降温需求, 2010 年已换成  $150\text{m}^3/\text{h}$  水泵。

(3) 将系统的自动控制系统转化为人工控制系统, 即人工控制系统运转参数。

(4) DV400 局部降温系统回冷机应安设在高位, 标高高于主机位置, 且回冷机宜安设于支路回风巷。主机与回冷机距离可达 1000m。

(5) 采煤工作面一般需 2~3 套 DV400 局部降温系统, 这就涉及一个蒸发器间距的问题。此外, 第一套系统蒸发器距采煤工作面入风口距离也很重要。参考国投新集经验, 两台蒸发器顺槽布置, 间距在 300m 为宜, 距工作面入风口距离也以 300m 为宜。

(6) 国投新集矿业集团在蒸发器与风机配套使用时曾出现一个误区, 认为蒸发器本身有通风阻力, 所以将其安设于风机前 (见图 9-11), 但这种安设方式降温效果不好。蒸发器本身通风阻力较小, 应安设于风机后, 此时对流换热效果较好。

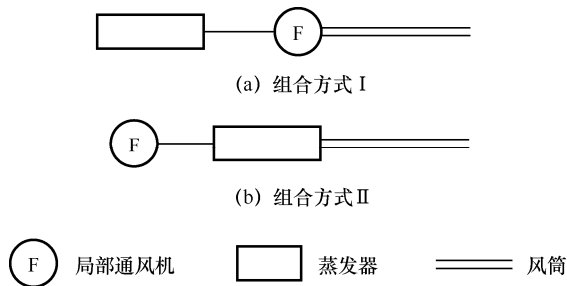
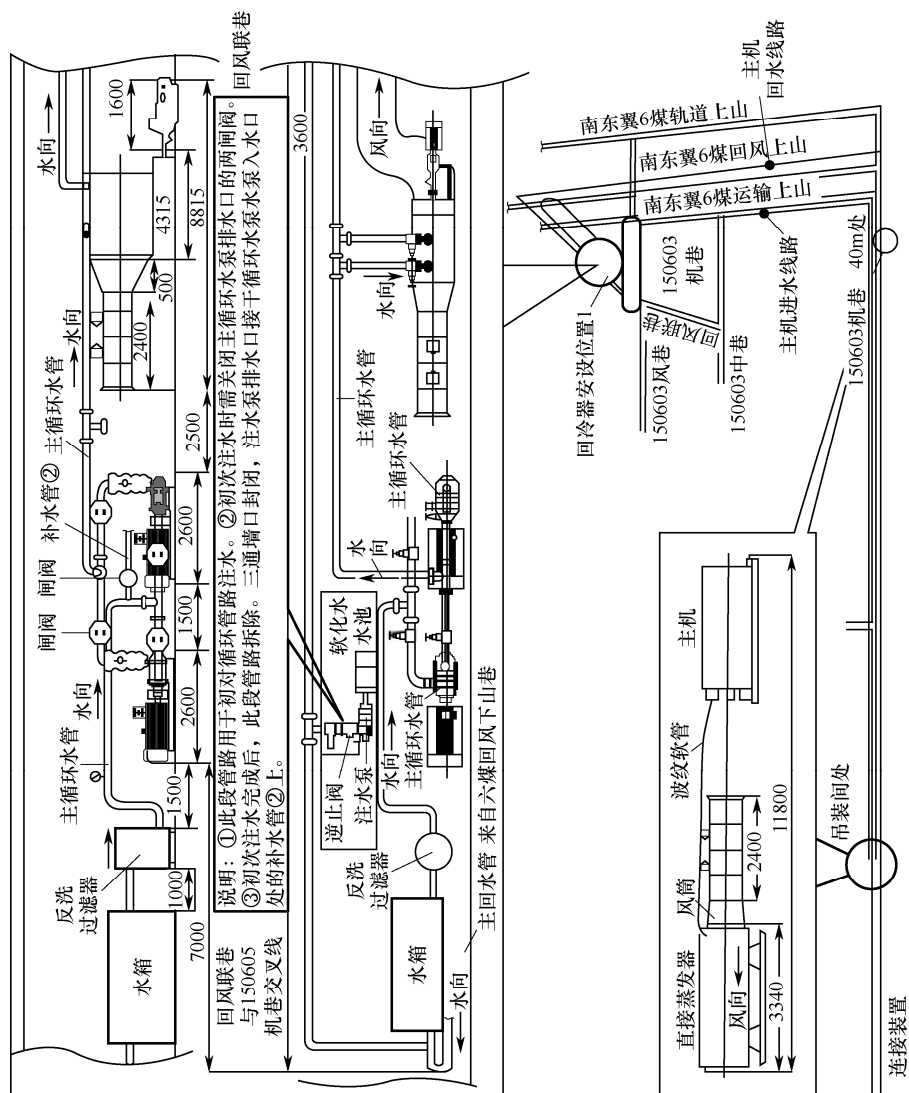


图 9-11 蒸发器与风机的不同组合方式

(7) 矿井制冷降温工程应由通防部门具体进行指导, 结合矿井开采开拓布局、通风系统通风方式、风流风量的合理配置等与制冷降温设计安排相协调。具体设备的安装维护可交由机电部门管理。

国投新集一矿南翼 150603 综采工作面及 -430m 中央石门北段制冷系统设计分别如图 9-12 和图 9-13 所示。



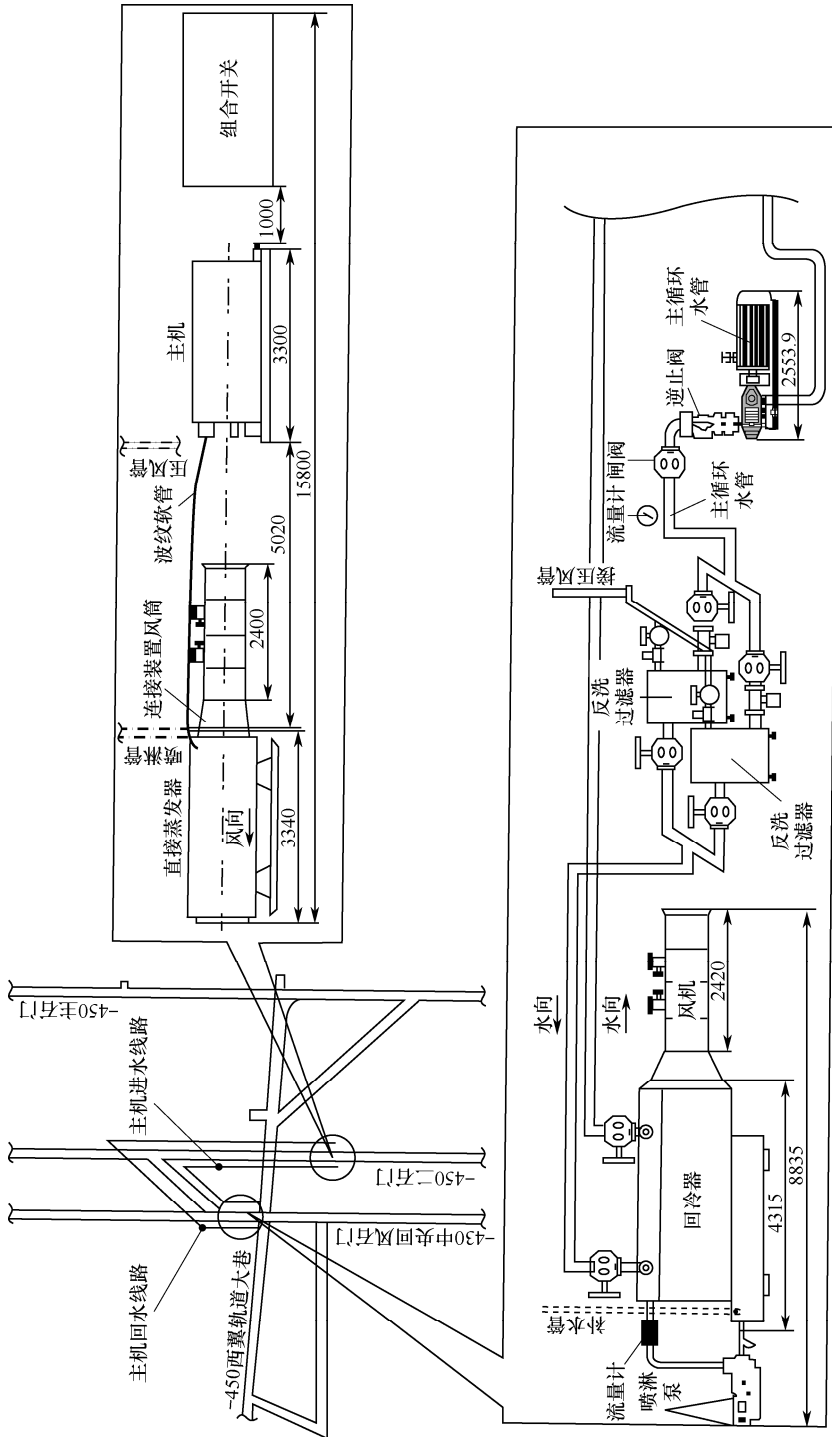


图 9-13 国投新集一矿-430m 中央回风石门北段制冷系统设计

## 9.5 新汶矿业集团孙村煤矿矿井降温概况

新汶矿业集团孙村煤矿位于山东省新泰市境内，是具有百年开采历史的百万吨大型现代化矿井。矿井原设计生产能力 600kt/a，通过技术改造，生产能力不断提高，自 1982 年以来，原煤产量一直稳定在百万吨以上，目前生产能力已达到 1.4Mt/a 水平。矿井为副立井、斜井多水平中央石门开拓，共分 6 个水平开采，其水平标高为-75m、-210m、-400m、-600m、-800m 及-1100m。现主要生产水平为-800m 水平，延深水平为-1100m 水平，垂深达 1300m，是全国开采深度最深的矿井之一。由于开采深度大，高温热害等生产难题困扰了矿井的发展。

为解决高温热害这一难题，自 20 世纪 80 年代开始，孙村煤矿分别与煤炭科学研究总院抚顺分院、中国矿大、武汉煤炭设计院及山东科技大学等高等院校和科研单位联合攻关，共投入科研资金近亿元，20 多年来先后试验应用了四期大型机械降温工程，分别为 1982 年在-400m 水平利用矿井回风进行排热的井下集中降温工程、1994 年在北立井建立的井上水冷集中降温工程、1996 年在掘进工作面试验应用的井下移动式空调、2002 年在-800m 水平利用-400m 水平自然涌水进行排热的井下局部降温工程。同时，还进行了地温、风温预测及通风降温等方面的理论研究。在认真总结前四期矿井降温经验和教训的基础上，孙村煤矿借鉴南非非金属矿山降温技术，从 2003 年 6 月开始自行研制开发了冰冷低温辐射降温技术，属国内外煤矿首创，达到国际领先水平，在同类高温矿井中具有重要推广应用价值。针对孙村煤矿具体情况，下面主要介绍-800m 水平降温工程与冰冷低温辐射降温技术。

### 9.5.1 -800m 水平自然涌水排热降温工程

孙村煤矿于 20 世纪 80 年代初在-400m 水平实施过井下集中降温工程，部分设备及井巷条件满足降温要求，并且有以下两点有利条件：（1）孙村煤矿-400m 水平的水在枯水期水量为  $2.17\text{m}^3/\text{min}$ （1999—2001 年三年均值），在富水期（夏季）为  $5.3\text{m}^3/\text{min}$ ，现场实际测得水温为  $19.2\sim 21.5^\circ\text{C}$ ；（2）孙村煤矿-400m 北回风井总回风温度为  $24\sim 25^\circ\text{C}$ ，总风量为  $10000\text{m}^3/\text{min}$ 。

#### 9.5.1.1 总体降温设计原则

充分利用-400m 水平的低温水和低温回风，低温水按水量  $1.5\text{m}^3/\text{min}$  计算，水温按  $20^\circ\text{C}$  计算；制冷机组冷却水出水温度按  $28\sim 36^\circ\text{C}$  计算，冷水温升不超过

2℃/km，设计的降温系统要求能够 24h 运转；服务五采区或四采区的 1 个采煤工作面 and 1~3 个掘进工作面；工作面风流冷却方式有喷淋、表冷两种，具体方式由技术经济比较确定。无论选用哪种降温系统，应便于整体结合对孙村煤矿的深部降温。

据以上最终确定的总的设计原则对孙村煤矿-800m 水平井下降温方案进行了研究与设计。由于孙村煤矿生产工作的重点为以北立井为中心的-1100~-800m 区域，从机械降温角度考虑，制冷站若设置在-400m 水平，则有利于排热，但供冷距离过长，供冷累计温升会超过 10℃，同时保温管路投资和安装难度较大；若制冷站设在-800m 水平，利用-400m 的低温水 and 低温回风排热，可避免制冷站设在-400m 的缺点。因此，认为制冷站设在-800m 水平是较佳选择，整个降温系统布置如图 9-14 所示。孙村煤矿不同水平地温预测值见表 9-5。

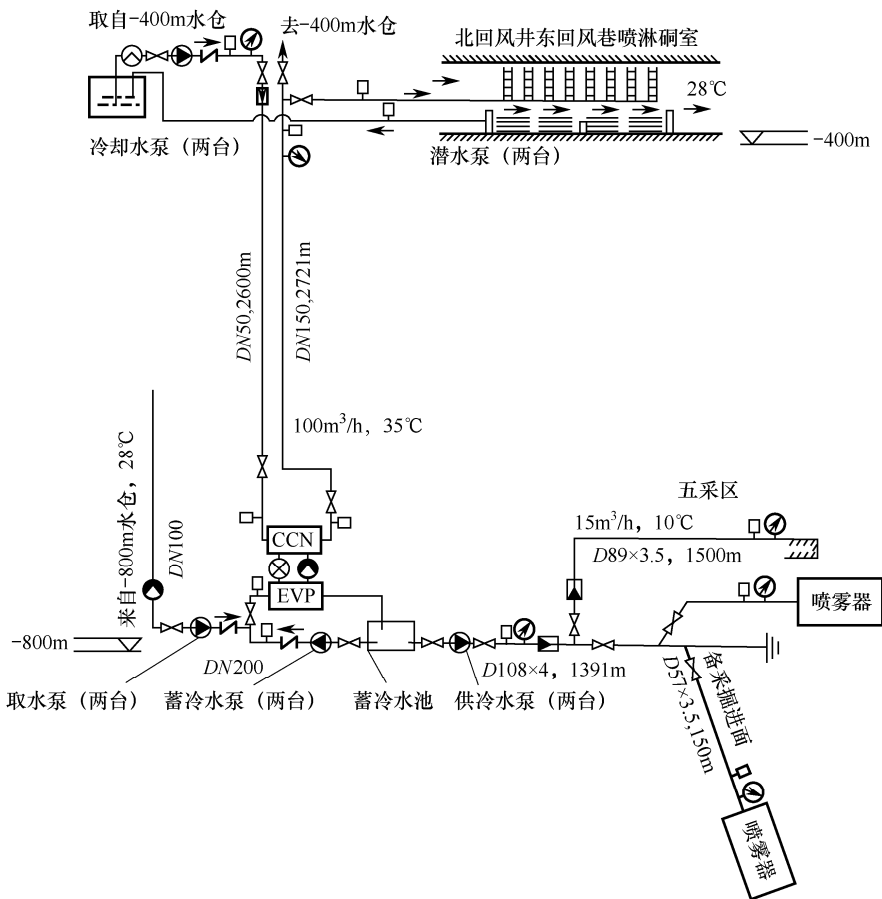


图 9-14 孙村煤矿-800m 水平降温系统布置



表 9-5 孙村煤矿不同水平地温预测值

开采水平（m）	预测地温（℃）		
	扩大区	前三采区	前五采区
-800	33.2	36.9	40.7
-850	34.11	37.99	42
-900	35.01	39.09	43.3
-950	35.92	40.19	44.6
-1000	36.82	41.28	45.7
-1050	37.73	42.38	47.2

9.5.1.2 应用效果分析

主要在 5420 采煤工作面实施，根据实测结果可以看出采煤工作面干球温度平均降幅为 2.95℃，湿球温度平均降幅为 2.6℃，效果较好（见表 9-6）。

表 9-6 5420 采煤工作面降温前后调查

测温地点		干球温度（℃）	湿球温度（℃）	备 注
离入口 10m 处	降温前	29.7	29	降 3.4/2.9
	降温后	26.3	26.1	
离出口 10m 处	降温前	32.3	31.9	降 2.5/2.3
	降温后	29.8	29.6	

主要安装使用地点为-1100m 回风上山掘进工作面，尽管井下气温不高，但采用降温技术后，干球温度平均降幅为 2.65℃，湿球温度平均降幅为 2.05℃，达到预期效果（见表 9-7）。

表 9-7 -1100m 回风上山掘进工作面降温前后调查

测温地点		干球温度（℃）	湿球温度（℃）	备 注
进风		26.2	26	
迎头回风侧 5m	降温前	29	27	
	降温后	26.2	25	降 2.8/2
喷雾前		28.5	28.1	
喷雾后		26	26	降 2.5/2.1

9.5.2 冰冷低温辐射降温技术

-800m 水平自然涌水排热降温工程，暂时缓解了矿井-800m 水平高温热害。但是，经过几年的延深发展，高温热害又进一步突现出来。为了改善井下作业条件，保障矿井进行合理开采，回采工作面由过去 4 个高档普采工作面减少为 2 个

综采工作面和 1 个高档普采工作面，进一步将各采面风量提高到约  $1000\text{m}^3/\text{min}$ 。

夏季 7 月、8 月孙村煤矿井下半数以上地点处于超温状态，以致该矿在这两个月基本处于停产状态。新汶矿业集团组织有关专家及孙村煤矿相关领导对矿井降温技术进行了调研。在对孙村煤矿目前使用的矿井降温技术和制冷设备厂家进行实地考察、分析、论证的基础上，投资 5000 余万元在孙村煤矿正式启动冰冷低温辐射降温工程。新汶矿业集团于 2003 年 10 月组织有关人员进行降温考察，根据孙村煤矿千米水平实际情况，集团公司及孙村煤矿有关领导和技术人员决定在孙村煤矿降温工程中采用冰冷低温辐射降温技术。这不仅可以解决孙村煤矿深部采掘工作面高温问题，保证矿井的正常生产和职工身体健康，而且还可以通过孙村煤矿冰冷低温辐射降温工程的实践，为其他矿井降温工程设计提供实践依据，同时也能促进我国其他高温矿井的降温技术发展。

### 9.5.2.1 系统简介

冰冷低温辐射降温系统主要由地面制冷制冰系统、输冰系统、融冰系统及井下输冷技术、散冷技术组成，如图 9-15 所示。

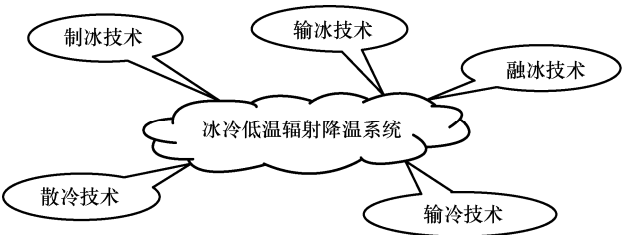


图 9-15 煤矿冰冷低温辐射降温系统

#### 1. 地面制冷制冰系统

利用北立井地面现有厂房，安装 1 台新型螺杆式氨制冷机组及相关辅助设备。在紧靠井塔东侧环形车场的上方搭建钢结构制冰机房，安装 14 台片冰机（日产冰能力 550t，满足每天 500t 冰的需求量），并用氨制冷管路（液、气管路各一条）与制冷机相连接，形成完整的制冷、输冰系统。

根据井下用冷负荷的计算，井下所需的有效制冷量为  $2368.3\text{kW}$ ，地面制冷机组的效率按 85% 计算，则需要制冷机组的制冷能力为  $2786.2\text{kW}$ ，设计按制冷量为  $2800\text{kW}$  作为制冷机组的选型依据，按日产 500t 冰的产冰量作为制冰机的选型依据。

地面制冷系统主要由美国约克产制冷量为  $2802\text{kW}$  的单台液氨冷却型螺杆压缩机组、蒸发冷凝器、储氨器、桶泵机组、空气分离器、集油器、紧急泄氨器等组成。三台蒸发式冷凝器安装在厂房西侧的水池上方，占地  $100\text{m}^2$  左右。压缩机组与其他制冷辅机安装在原厂房内西侧中北部，占地  $300\text{m}^2$ ，并用管道连接，与

环行车场候车室上方制冰机房内的片冰机形成一个封闭循环系统。

所有制冰及冷却用水由制冰机房西侧的  $1000\text{m}^3$  水池提供。一部分水源来自作为研石井防尘用水的新泰市南宫庄水井，另一部分来自新泰市自来水公司。

制冰系统：采用碎冰制冰方案，碎冰采用片冰形式。选择日产 35t 冰的制冰机 10 台，型号为 F350s。选择日产 50t 冰的制冰机 4 台，型号为 FMP50TBS。总制冰量为 550t/24h，满足每天 500t 冰的需求量。

该制冰系统由 14 台片冰机并联组成，可实现远距离自动控制。在紧靠井塔东侧高 7m 的环行车场候车室的上方搭建钢架结构制冰机房，面积为  $300\text{m}^2$ 。片冰机的蒸发器靠架空氨制冷管路（液、气管路各一条）与制冷系统相连接形成回路。片冰机是一个连续产冰装置，主要由蒸发器双层圆筒壳体、片冰机主轴及冰刀、循环水泵、接水盘组成。制冷系统产生的冷源氨液利用架空管道进入片冰机的蒸发器壳体，循环水泵将水喷淋到蒸发器壳体内壁上。结冰过程中氨液在壳体内蒸发，吸收内表面上水的热量，水立刻被冻结成鳞片冰附在筒内壁上，长形冰刀不断旋转，连续将冰刮落，并沿出冰口排出。

## 2. 输冰融冰系统

在片冰机下冰口安装两台螺旋输冰机将生产的片冰输送到井口，片冰沿立井输冰管道（管路入口安装漏斗），自溜到 -800m 水平，再送入 -800m 水平融冰硐室中的融冰池，与融冰池内的水充分进行热交换，制成  $0\sim 2^\circ\text{C}$  的冷水。

制冰机房内片冰机生产的片冰通过漏斗落入下方的螺旋输冰机后，沿环行车场的上方送至井塔二楼西侧的接冰漏斗，进入井筒敷设的输冰管道，靠自重输到 -800m 水平，井底弯头加大曲率半径，以减小阻力，使片冰靠自重淌到 -800m 井底融冰硐室进入井底融冰池。

（1）输冰系统。输冰的过程大致分为三段：一是从制冰机输到副立井井筒内的输冰管道内；二是在井筒内冰沿输冰管道落到 -800m 水平；三是从副立井 -800m 水平井底输入输冷池。

地面输冰。将副立井井筒内的输冰管路，从井口管路上接至井塔二楼，管路入口安装漏斗和闸门，制冰机产生的片冰通过两台螺旋输冰机将片冰输送到井口的漏斗内，进入副立井内敷设的输冰管道。

副井输冰。冰在副井井筒内沿输冰管道落到 -800m 水平。

（2）融冰系统。为增加融冰面积及时间，利用巷道布置长方形融冰池。

（3）输冷散冷系统。-800m 水平融冰硐室中安设专用水泵和相应的闸阀、过滤器等。供冷泵将融冰池中的低温水通过管道送至采掘工作面。在回采工作面进风侧和下山掘进工作面安装空冷器，并在采掘工作面喷淋低温冷水进行降温 and 防尘，采煤工作面和下山掘进工作面剩余冷水再经管路返回融冰池用于融冰。

采掘工作面散冷是进行热交换、降低工作面风温的关键环节。根据孙村煤矿实际情况，散冷以两种形式进行：①只用裸管散冷和喷淋（包括防尘）散冷；②除利用裸管散冷和利用工作面防尘喷淋散冷外，还利用空冷器散冷。

该工程设计总的制冷量为 2800kW，制冰站总制冰能力为 500t/d，并要求井底融冰池冷冻出水温度在 3℃左右。该项目服务于孙村煤矿两面六头；降温系统正常运转后，在最热时间（每年 6 月初至 8 月底）降温后回采面出风口以下 15m 空气干球温度、掘进工作面距迎头回风侧 5m 范围内的空气干球温度降至 28℃。

### 9.5.2.2 降温效果

以 2004 年 7 月 12 日对 2421 工作面和-1100m 矸石井测温情况为例介绍降温效果。

#### 1. 2421 工作面

下面下出口风流温度由 31℃/30℃降为 25.2℃/25℃；降幅为 5.8℃/5℃。

下面上出口由 33℃/32℃降为 27.4℃/26.4℃；降幅为 5.6℃/5.6℃。

上面下出口由 33.2℃/32.1℃降为 25.5℃/24.5℃；降幅为 7.7℃/7.6℃。

上面上出口由 34.8℃/34℃降为 27.8℃/26.5℃；降幅为 7℃/7.5℃。

#### 2. -1100m 矸石井

掘进工作面迎头温度由 33.4℃/32.80℃降为 27.8℃/26.2℃，降幅为 5.6℃/6.6℃。

掘进后路由 34.5℃/33℃降为 29.5℃/28℃，降幅为 5℃/5℃。

### 9.5.2.3 二期降温系统介绍

孙村煤矿冰冷降温系统自 2004 年夏季运行以来，从根本上解决了井下高温热害问题，并在全国多家煤炭企业进行推广应用，取得较好的效果。但该系统也存在一些问题：一是该系统在进、回风井之间，使用的制冷剂为氨（R-717），如果发生泄漏将危及矿井安全生产。通过检查发现部分经常操作的阀门锈蚀严重，密封不严，而且每年需要进行一次充、抽液态氨，造成不必要的浪费。二是服务范围小，只服务于两面六头，需要增加制冰量，扩大服务范围。鉴于以上情况，实施冰冷二期工程对原有的系统进行改造。安装 10 台 60t/d 制冰机，改造后的制冰能力为 600t/d。制冷剂使用 HCFC-22。新购氟利昂螺杆制冷机组 3 套，一、二套各带 3 台 60t/d 的制冷机，第三套系统带 4 台 60t/d 的制冰机。冰冷降温二期工程于 2007 年 6 月调试运行，在-1100m 西大巷安装一台 MK-300 型空冷器，经测量-1100m 西大巷迎头最低温度为 28℃，后路温度为 29℃，迎头降低温度 4℃，后路降低温度 3℃。3222 回风巷安装一台 MK-150 型空冷器，3222 回风巷迎头温度由 32℃降低到 27.8℃，降温效果显著，改善了工作面气候条件，劳动效率得到提高。

## 9.6 兖矿集团巨野矿区赵楼矿井降温概况

兖煤菏泽能化有限公司赵楼煤矿为兖矿集团在巨野矿区投资兴建的第一对现代化矿井。矿井煤层埋深大、地温高，导致矿井高温热害严重。建井与试生产时期矿井均采取了有效的防治措施，取得了良好的效果，较好地解决了矿井高温热害难题。建井期间采用原井筒冻结设备经技术创新改造的临时降温系统，成功解决了井筒施工期间的降温工作；以 WAT 公司井下集中式冷水降温系统为基础，建立了永久制冷降温技术体系；通过对矿井基建、试生产时期的矿井降温技术研究，总结、形成了一整套深部基建矿井热害防治技术体系。

### 9.6.1 基建矿井地面喷淋临时降温技术

目前，国内外采用的各种矿井降温技术方式一般均应用于矿井永久通风系统形成、矿井投产后的采掘工作面的制冷降温。该时期矿井一般经历了几年的开拓掘进，主要开拓巷道经历了几年的通风散热，在巷道围岩已经形成了一定深度的调热圈，该调热圈使矿井投产后采掘工作面的进风流温度及降温负荷受季节变化的波动变小，因此降温负荷也比较稳定。降温负荷的大小决定了降温系统及相关参数的变化。由于矿井已经进入生产时期，各采掘工作面的冷负荷一般不会有太大的变化，因此制冷降温系统也无需做出很大的变化，每年的降温工作也就相对简单，只需根据采掘工程的进展，做出相应的延伸。

但是，目前国内外关于矿井基建早期井筒掘进及开拓巷道掘进阶段的临时降温技术研究却较少。该阶段矿井降温具有以下特点：

(1) 掘进工作面始终处在新暴露的岩体中，工作面围岩温度始终接近原岩温度，温度高、降温负荷大。

(2) 掘进巷道空间有限，降温设备一般设在地面处理空气，然后经局部通风机送至掘进工作面迎头。

(3) 冷空气输送过程中的自压缩温升对降温系统影响明显，并成为系统主要冷负荷之一，由于自压缩温升的存在，必然要求地面空气处理到更低的温度，增加了降温设备的负荷和降温技术的难度。

(4) 矿井自井口到主要开拓巷道完成阶段，主要采用局部通风机通风，通风距离长，沿途冷损失大。

(5) 矿井建设期一般较短，投资的降温设备使用时间短，利用率低。

针对这一具体情况，经过多方调查，根据国内外矿井降温的经验，针对赵楼煤矿井筒掘进的客观条件，提出可能的三个降温方案：利用现有冻井氨制冷设备降温方案（方案一）；采用氟利昂冷水机组降温方案（方案二）；采用冰冷却降温

方案（方案三）。

综合考虑技术及经济因素，同时考虑降温设备的临时性，决定采用方案一作为赵楼煤矿井筒掘进时期的临时降温方案。采用该方案时，选用喷水风室方式处理空气。

根据多次对赵楼矿井基建早期降温方案的论证，确定利用已有冻井氨制冷设备加喷水室作为赵楼矿井建设期间井下降温空气处理方案，确定赵楼矿井建设期间降温系统主要由地面临时制冷站、地面临时空气处理室、冷风输送系统组成，如图 9-16 所示。

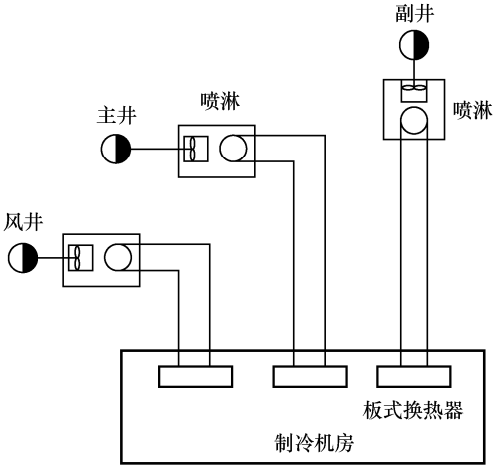


图 9-16 赵楼矿井基建时期降温系统

赵楼矿井基建时期空气处理及冷风输送系统如图 9-17 所示。地面临时制冷站主要由氨制冷系统、水泵及板式换热器等组成；地面临时空气处理装置由喷水室构成；冷风输送系统由局部通风机及玻璃钢风筒组成。

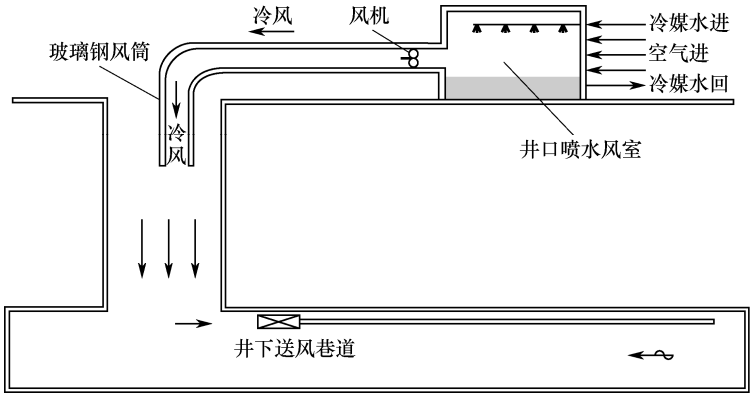
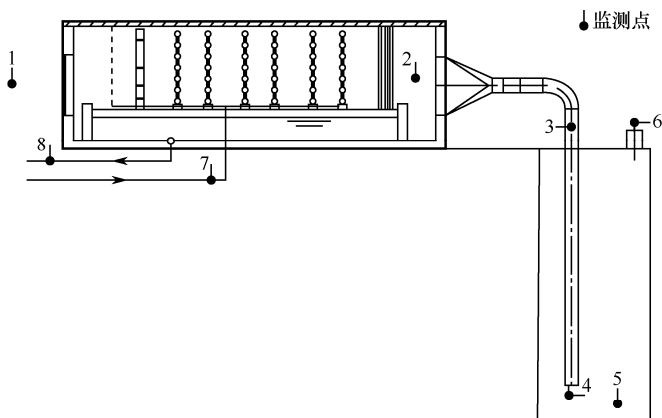


图 9-17 赵楼矿井基建时期空气处理及冷风输送系统

赵楼矿井建设期间井下降温系统自 2005 年 6 月开始调研到 2006 年 5 月系统安装施工完成、验收合格,开始进入试运行阶段,经过近两个月的运行,系统稳定、可靠,降温效果明显。2006 年 7 月对系统的降温效果进行了测定,降温后的温度见表 9-8。降温系统的测点布置如图 9-18 所示。

表 9-8 降温后的温度 (2006 年 7 月)

风 室	风 机	出风口温度 (°C)	工作面温度 (°C)	备 注
主井 1 号风室	2×30kW	25	26~28	立井涌水,水温 44°C
风井 2 号风室	2×45kW	22	25~26	井壁无涌水



1—环境空气参数监测点; 2—风机入口空气参数监测点; 3—风机出口空气参数监测点;  
4—风筒出口空气参数监测点; 5—工作面空气参数监测点; 6—排风参数监测点;  
7—进水温度监测点; 8—回水温度监测点

图 9-18 降温系统的测点布置

由表 9-8 可以看出,降温效果明显,井下温度情况符合国家标准,完全达到设计要求。

## 9.6.2 井下集中式永久制冷降温技术

随着矿井开拓、准备、回采巷道的不断增加,掘进工作面不断向纵深拓展,自 2007 年 9 月开始,赵楼煤矿大部分掘进工作面逐步转入煤巷施工。2008 年 10 月,1302 首采工作面投入试生产,有效降低不断升高的采掘工作面环境温度成为不容忽视和回避的问题。由原井筒冻结设备经技术创新改造的临时降温系统,成功完成了井筒施工期间的降温工作;快速蒸发冷却辅助降温技术对临时降温系统是一个很好的补充、完善,也很好地解决了井底车场巷道及水平大巷掘进施工阶段的降温难题。但限于该临时降温系统降温工艺的局限性,远不能解决矿井的准备、回采巷道施工及采煤工作面的降温问题。

赵楼煤矿开采深度较深，综采放顶煤工作面末端、掘进工作面迎头的温度较高，特别是在夏季，热害程度较为严重。为了解决矿井生产时期井下高温热害问题，在井下安装了一套集中制冷装置，以便改善采掘工作面的工作条件。矿井永久降温系统采用德国 WAT 公司的 KM3000 型井下集中式降温系统。该系统较为简单、效率高，比国内其他系统能耗低 10%~15%。

赵楼煤矿井下永久降温系统选用 KM3000 制冷机组（见表 9-9），氟利昂 R<sub>22</sub> 作为制冷剂，水作为载冷剂。两台机组并联使用，具有 6.6MW 制冷能力，能够扩展到 9.9MW，专门掘砌制冷硐室。

表 9-9 KM3000 制冷机组参数

项 目	参 数
制冷量	3300kW
冷冻水进出温度	18℃/3℃
冷冻水额定流量	190m <sup>3</sup> /h
冷却水进出温度	31℃/40.4℃
冷却介质	水
制冷剂	R <sub>22</sub>

KM3000 井下集中式矿井降温系统如图 9-19 所示。降温系统工艺流程如图 9-20 所示。

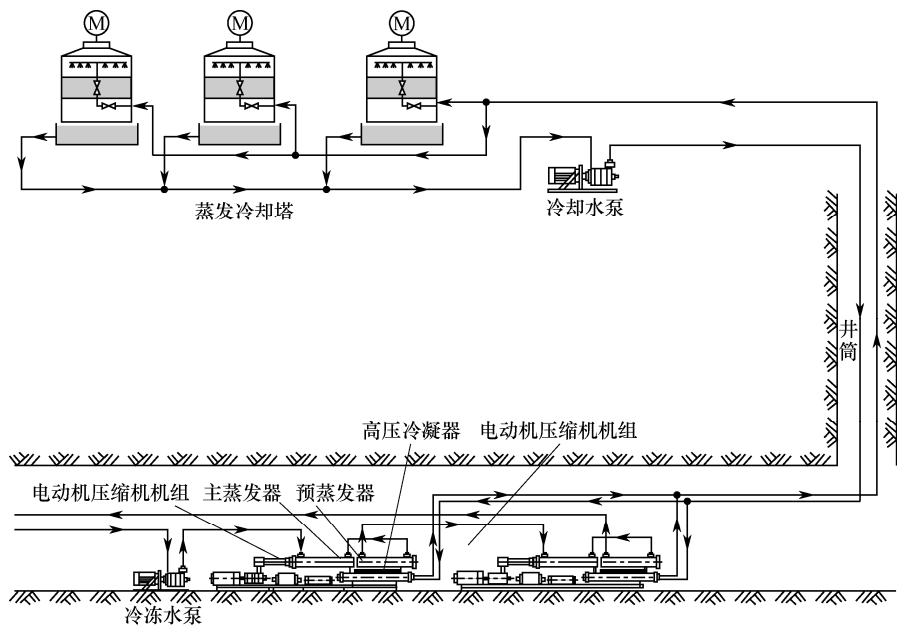


图 9-19 KM3000 井下集中式矿井降温系统



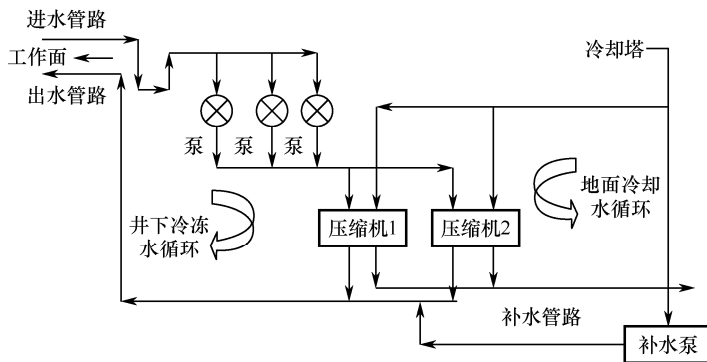


图 9-20 降温系统工艺流程

2008年6月25日，赵楼煤矿永久井下空调系统正式开始运行，井下主要工作地点的环境得到明显改善。回采工作面温度一般能够降低 $4\sim 5^{\circ}\text{C}$ ，最大幅度能够降低 $7^{\circ}\text{C}$ 左右；煤岩巷掘进工作面迎头温度降低幅度能够达到 $7\sim 9^{\circ}\text{C}$ ，距迎头200m处温度降低幅度也能达到 $5^{\circ}\text{C}$ 左右。掘进工作面200m范围内主要工作地点的环境条件得到明显改善，提高了出勤率和劳动生产率，并且避免了高温热害对职工的伤害，降低了事故率。

## 参 考 文 献

- [1] 刘立民, 张进鹏. 治理矿井热害的复合隔热材料及其应用[J]. 山东科技大学学报(自然科学版), 2017, 36(1):46-53.
- [2] 陈庆发, 胡华瑞, 钟琼英, 等. 深井矿山巷道围岩调热圈半径测定方法比较研究[J]. 矿业研究与开发, 2016, 36(11): 94-98.
- [3] 刘凯, 朱兆文, 朱万成, 等. 新城金矿深部热环境分析及围岩温度测试[J]. 金属矿山, 2016(6):157-161.
- [4] 崔超. 深部矿井热害及掘进工作面热环境研究[D]. 昆明:昆明理工大学, 2016.
- [5] 何发龙, 魏亚兴, 胡汉华, 等. 巷道调热圈半径及其温度场分布的数值模拟研究[J]. 铁道科学与工程学报, 2016, 13(3): 538-543.
- [6] 岳玲玲. 深井高温铁矿热害防治技术研究[D]. 秦皇岛:燕山大学, 2015.
- [7] 王爽, 贾敏涛, 陈宜华, 等. 金属矿山独头掘进巷道热环境指标的探讨[J]. 现代矿业, 2015, 31(11):164-168.
- [8] 易欣. 矿井季节性热害预测与降温方法研究[D]. 西安:西安建筑科技大学, 2016.
- [9] 吴建松, 付明, 童兴, 等. 高温高湿矿井作业人员热应激评价[J]. 煤炭科学技术, 2015, 43(9):30-36.
- [10] 易欣, 王振平, 宋先明, 等. 矿井季节性热害治理技术探讨[J]. 工业安全与环保, 2015, 41(8):63-66.
- [11] 秦帆. 高温掘进巷道热环境及降温冷负荷分析计算研究[D]. 徐州:中国矿业大学, 2015.
- [12] 郭念波. 矿井高温热害综合治理技术的探索和实践[J]. 中国煤炭, 2015, 41(1):117-122.
- [13] 刘成敏. 深井铜矿山热环境分析与降温方法研究[D]. 赣州:江西理工大学, 2015.
- [14] 白洋. 矿井热环境与人体热舒适研究[D]. 阜新:辽宁工程技术大学, 2015.
- [15] 邱冠豪, 吴超, 江时雨, 等. 金属矿井热害评价体系与评价方法[J]. 中国安全生产科学技术, 2014, 10(12):46-50.
- [16] 薛放心. 矿井回风传热质及热能效实验研究[D]. 徐州:中国矿业大学, 2014.
- [17] 任森. 新型矿井热害防治系统及其可行性分析[J]. 金属矿山, 2014(5):162-165.
- [18] 姬建虎. 掘进工作面传热特性及热害治理研究[D]. 重庆:重庆大学, 2014.
- [19] 罗威. 姚家山矿千米深井热害防治技术研究[D]. 太原:太原理工大学, 2014.
- [20] 那寒鑫. 深井矿山岩体热害源分析与控制[D]. 长沙:中南大学, 2014.
- [21] 刘栋. 高峰矿热危害治理技术研究[D]. 长沙:中南大学, 2014.
- [22] 姬建虎, 廖强, 胡千庭, 等. 热害矿井掘进工作面换热特性[J]. 煤炭学报, 2014, 39(4):692-698.
- [23] 郑海坤. 深矿井热环境下人体降温机理及空调方法研究[D]. 焦作:河南理工大学, 2014.
- [24] 牛芸芸. 基于 ANSYS 模拟巷道围岩调热圈分布研究[J]. 能源与节能, 2014(3):3-5, 34.
- [25] 姬建虎. 热害矿井风流湿热过程分析[J]. 煤矿安全, 2014, 45(1):158-162.
- [26] 杨晓杰, 韩巧云, 田弋弘, 等. 徐州三河尖矿深井高温热害机制研究[J]. 岩石力学与工程学报, 2013, 32(12): 2447-2454.
- [27] 李丽峰. 矿井热环境预测模型研究及应用[D]. 阜新:辽宁工程技术大学, 2014.

- [28] 赵兴东,修国林,杨竹周,等.三山岛金矿围岩温度梯度测试及工程热环境分析[J].金属矿山,2013(6):109-113.
- [29] 李跃通.井巷围岩与风流热湿交换特性研究与分析[D].淮南:安徽理工大学,2013.
- [30] 姬建虎,廖强,胡千庭,等.热害矿井冷负荷分析[J].重庆大学学报,2013,36(4):125-131.
- [31] 鲍玲玲.矿井回风热能回收热湿传递研究[D].天津:天津大学,2013.
- [32] 褚召祥,张习军,姬建虎,等.我国煤矿高温热害及防治技术研究现状[C]//中国煤炭机械工业协会.第三届全国煤矿机械安全装备技术发展高层论坛暨新产品技术交流会论文集.2012.
- [33] 贺黎明.高温热害矿井环境保障关键技术研究[D].西安:西安科技大学,2012.
- [34] 刘何清,王浩,邵晓伟.高温矿井湿润巷道表面与风流间热湿交换分析与简化计算[J].安全与环境学报,2012,12(3):208-212.
- [35] 连海瑛,严鹏,冯福康,等.二道沟矿深井开采热环境研究[J].黄金,2012,33(6):27-30.
- [36] 黄华良.热害矿井气候与人体生理反应研究[J].矿业安全与环保,2012,39(3):50-53.
- [37] 闫玉彪.张双楼煤矿深井热害控制技术研究[D].北京:中国矿业大学(北京),2012.
- [38] 李德荣.宁东矿区矿井热害治理技术应用[J].煤炭工程,2012(5):71-72,75.
- [39] 黄华良.永川煤矿高温热害防治技术研究与实践[J].煤炭科学技术,2012,40(5):42-45.
- [40] 江凌枝.高温矿井回采工作面热环境与数值模拟研究[D].焦作:河南理工大学,2012.
- [41] 魏亚兴,胡汉华,何发龙,等.巷壁与空气热湿交换规律数值模拟研究[J].中国安全科学学报,2012,22(3):42-47.
- [42] 吴丽丽,罗新荣.倾斜巷道风流热环境数值模拟[J].矿业工程研究,2011,26(3):69-72.
- [43] 黄寿元.周源山煤矿深部热害分析及掘进工作面热环境研究[D].湘潭:湖南科技大学,2011.
- [44] 何国家,阮国强,杨壮.赵楼煤矿高温热害防治研究与实践[J].煤炭学报,2011,36(1):101-104.
- [45] 何权富.矿井热参数测算方法研究[D].焦作:河南理工大学,2010.
- [46] 何满潮,郭平业,陈学谦,等.三河尖矿深井高温体特征及其热害控制方法[J].岩石力学与工程学报,2010,29(S1):2593-2597.
- [47] 王义江.深部热环境围岩及风流传热传质研究[D].徐州:中国矿业大学,2010.
- [48] 李新颖.井下热环境数字计算方法研究[D].西安:西安建筑科技大学,2010.
- [49] 侯建军.高温矿井热环境数值模拟及热害控制技术研究[D].焦作:河南理工大学,2010.
- [50] 曹秀玲.三河尖矿深井高温热害资源化利用技术[D].北京:中国矿业大学(北京),2010.
- [51] 刘冠男.高温采煤工作面热害机制及风流特性的热-流理论研究与数值模拟[D].徐州:中国矿业大学,2010.
- [52] 王树刚,徐哲,张腾飞,等.矿井热环境人体热舒适性研究[J].煤炭学报,2010,35(1):97-100.
- [53] 纪志久.艾友矿热害治理技术研究[D].阜新:辽宁工程技术大学,2009.
- [54] 卢萍.热-流-固耦合条件下软岩巷道压力与变形的研究[D].阜新:辽宁工程技术大学,2009.
- [55] 郭平业.我国深井地温场特征及热害控制模式研究[D].北京:中国矿业大学(北京),2010.
- [56] 刘何清.高温矿井井巷热质交换理论及降温技术研究[D].长沙:中南大学,2010.
- [57] 王从陆,伍爱友.深部高温高湿矿井热平衡及热舒适评价研究[J].矿业工程研究,2009,24(2):34-37.
- [58] 王伟.矿井局部热害快速蒸发冷却技术的研究[D].青岛:山东科技大学,2009.
- [59] 左金宝.高温矿井风温预测模型研究及应用[D].淮南:安徽理工大学,2009.
- [60] 谢方静.浅层岩壁预冷入风流热湿交换机理的研究[D].青岛:山东科技大学,2009.
- [61] 张习军,姬建虎,陆伟.深热矿井巷道围岩的热分析[J].煤矿开采,2009,14(2):5-7,13.
- [62] 王长元,张习军,姬建虎.论矿井热害治理技术[J].矿业安全与环保,2009,36(2):62-64.

- [63] 卫修君, 胡春胜. 热-电-乙二醇低温制冷矿井降温技术的研究及应用[J]. 矿业安全与环保, 2009, 36(1):20-22, 25.
- [64] 程永伟, 菅从光, 王敏. 金属矿山深部开采热害分析[J]. 矿山机械, 2009, 37(3):29-32.
- [65] 张毅, 郭东明, 何满潮. 深井热害控制工艺系统应用研究[J]. 中国矿业, 2009, 18(1):85-87.
- [66] 何满潮, 徐敏. HEMS 深井降温系统研发及热害控制对策[J]. 岩石力学与工程学报, 2008(7):1353-1361.
- [67] 王晓峰. 高温矿井降温系统热湿交换研究[D]. 阜新:辽宁工程技术大学, 2008.
- [68] 杨高飞. 矿井围岩与风流热湿交换规律的实验与模拟研究[D]. 天津:天津大学, 2008.
- [69] 何满潮. HEMS 深井降温系统研发及热害控制对策[J]. 中国基础科学, 2008(2):11-16.
- [70] 胡汉华. 金属矿山热害控制技术研究[D]. 长沙:中南大学, 2008.
- [71] 赵靖. 矿井围岩与风流热湿交换若干问题的实验研究[D]. 天津:天津大学, 2010.
- [72] 谭海文. 金属矿山深井热害产生原因及其治理措施[J]. 黄金, 2007(2):20-23.
- [73] 张树光, 贾宝新. 热害矿井气流与围岩热交换的数值模拟(英文)[J]. 科学技术与工程, 2006(24):3832-3835.
- [74] 何满潮, 张毅, 乾增珍, 等. 储冷对井治理深部矿井热害研究[J]. 煤田地质与勘探, 2006(5):23-26.
- [75] 穆丹. 基于系统工程理论矿井热害危险源辨识与评价研究[D]. 阜新:辽宁工程技术大学, 2007.
- [76] 陈安明. 济二煤矿深部开采热害调查及治理技术研究[D]. 西安:西安科技大学, 2006.
- [77] 刘晓明, 罗周全, 夏长念, 等. 深井高温矿山热害控制新技术[J]. 安全与环境工程, 2006(1):85-88.
- [78] 欧晓英, 杨胜强, 于宝海, 等. 矿井热环境评价及其应用[J]. 中国矿业大学学报, 2005(3):323-326.
- [79] 高建良, 杨明. 巷道围岩温度分布及调圈半径的影响因素分析[J]. 中国安全科学学报, 2005(2):76-79.
- [80] 李学武. 山东济三煤矿热环境参数分析及通风降温可采深度研究[D]. 青岛:山东科技大学, 2004.
- [81] 汪峰, 王雷, 于宝海, 等. 高温矿井风流热力参数测定及其变化规律和热湿源的分析[J]. 煤矿现代化, 2004(3):51-53.
- [82] 苏昭桂. 巷道围岩与风流热交换量的反演算法及其应用[D]. 青岛:山东科技大学, 2004.
- [83] 胡军华. 高温深矿井风流热湿交换及配风量的计算[D]. 青岛:山东科技大学, 2004.
- [84] 杨承祥, 袁世伦, 胡国斌. 冬瓜山铜矿深井热害的防治对策[J]. 矿业工程, 2004(2):29-31.
- [85] 张树光, 孙树魁, 张向东, 等. 热害矿井巷道温度场分布规律研究[J]. 中国地质灾害与防治学报, 2003(3):12-14.
- [86] 杨德源, 杨天鸿. 矿井热环境及其控制[M]. 北京:冶金工业出版社, 2009.
- [87] 胡汉华. 深热矿井环境控制[M]. 长沙:中南大学出版社, 2009.
- [88] 袁东升, 等. 矿山热灾害防治[M]. 徐州:中国矿业大学出版社, 2008.
- [89] 郭勇义, 吴世跃. 矿井热工与空调[M]. 北京:煤炭工业出版社, 1997.
- [90] 卫修君, 胡春胜. 矿井降温理论与工程设计[M]. 北京:煤炭工业出版社, 2008.
- [91] 菅从光. 矿井深部开采地热预测与降温技术研究[M]. 徐州:中国矿业大学出版社, 2014.